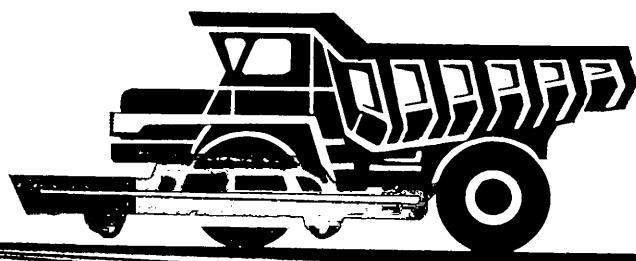


ISSN 0005-2337

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1980

11



СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|---|
| В. А. Фаустов, И. Б. Колтунов, Е. А. Устинов — В интересах технического прогресса в автомобилестроении | 1 |
|--|---|

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

| | |
|---|---|
| М. А. Григорьев, Н. Каримходжаев — Эффективность различных систем очистки топлива на автомобилях с карбюраторными двигателями | 3 |
| В. В. Макаров — Практическая возможность технического диагностирования двигателей | 5 |
| М. А. Гоголицын, Н. А. Шиловский — Некоторые факторы, определяющие работоспособность гильзы цилиндра | 8 |

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

| | |
|---|----|
| И. М. Демин — О повышении качества и эффективности использования автомобилей МАЗ в народном хозяйстве | 10 |
| В. М. Лобова, Ю. К. Гаврютин, Ю. С. Чухустов — Об освоении в производстве Правил ООН по конструкции транспортных средств | 12 |
| Н. Ф. Бочаров, В. Н. Зузов, Н. И. Воронцова, Н. И. Беляков, В. А. Петушкин — К вопросу исследования напряженно-деформированного состояния кузовов автобусов | 14 |
| Д. Ф. Фортунков — О стабилизации и колебаниях управляемых колес автомобиля | 17 |
| Л. Н. Захаров, А. Н. Иванников, В. В. Исаев, Б. Н. Нюнин — Акустическая модель салона легкового автомобиля в инфразвуковой области частот | 19 |
| Ф. Н. Авдоныкин — Влияние изменения работоспособности автомобиля на себестоимость перевозок | 21 |
| Н. В. Диваков, Р. Ф. Снакин, В. Ю. Лепешев — Тягово-скоростные и топливно-экономические качества автомобиля с бесступенчатой передачей | 23 |
| В. С. Лукинский, А. Г. Мясников — Уточнение вида приостановок при обработке результатов незавершенных испытаний на долговечность | 24 |
| А. Н. Островцев — Использование системы оценки качества в управлении надежностью на стадии проектирования, производства и эксплуатации автомобиля | 26 |

ТЕХНОЛОГИЯ

| | |
|---|----|
| Б. П. Платонов, А. А. Рыжиков, Ю. Б. Платонов — Технологические особенности изготовления тонкостенных чугунных отливок автомобильных деталей | 29 |
| В. К. Кулик, Н. Е. Стажнин — Метод повышения точности шлифования кулачков распределительных валов | 30 |
| С. З. Юдович, В. Т. Тилик, С. С. Вязовская, И. Г. Овчаров, С. И. Кравчун, А. В. Болотов, О. Г. Слонимский — Консервационно-технологическая смазка листовой стали для холодной штамповки | 31 |
| А. С. Кострюкова, С. Г. Горшков, Б. А. Ханяев — Автоматическая линия очистки отливок картера коробки передач автомобиля «Москвич» | 33 |

ИНФОРМАЦИЯ

| | |
|---|----|
| А. А. Берг, Д. Д. Мельман, Е. В. Ильинский, И. В. Смирнов, Н. П. Ионкин, В. П. Богатырев — Автомобилестроители — Олимпиаде-80 | 34 |
| Ф. В. Смаль — О применении конверсионных генераторов | 37 |

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

| | |
|--|----|
| В. И. Красненьков, В. А. Галашин — Рецензия на книгу Я. М. Певзнера, Г. Г. Гридасова, А. Д. Конева и А. Е. Плетнева. Колебания автомобиля. Испытания и исследования. Под ред. Я. М. Певзнера. М.: Машиностроение, 1979 | 39 |
| Рефераты статей | 40 |

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечестов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. гл. редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

II
НОЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1980

Год издания XLVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113.002(47):338.45

В интересах технического прогресса в автомобилестроении

В. А. ФАУСТОВ, канд. техн. наук И. Б. КОЛТУНОВ, Е. А. УСТИНОВ

Министерство автомобильной промышленности, ГПЗ-1

ЗА ГОДЫ десятой пятилетки предприятия и организации автомобильной промышленности проделали большую работу по выполнению указаний XXV съезда КПСС о необходимости дальнейшего развития научных исследований, ускоренного и широкого внедрения их результатов в народное хозяйство, усиления связи науки с производством. Основными направлениями этой работы в отрасли были создание высокопроизводительной автомобильной техники для различных отраслей народного хозяйства, особенно для тяжелой промышленности и сельского хозяйства (мощные автосамосвалы, автотягачи, многоосные автомобили); дизелизация автомобильного парка, создание автопоездов и специализированных видов автотранспорта; повышение технического уровня, качественных и эксплуатационных показателей автомобилей и другой выпускаемой продукции; создание новых более прогрессивных технологических процессов на базе комплексной механизации и автоматизации производства, в том числе машиностроительной технологии; внедрение промышленных роботов с целью замены тяжелого труда кузнецков, штамповщиков, рабочих литьевого и прессового производства; сокращение ручного труда на сборочных, погрузочно-разгрузочных и складских работах путем механизации этих работ; внедрение вычислительной техники в целях оптимизации управления технологическими процессами; создание автоматизированных участков с применением станков с числовым программным управлением; решение вопросов экономии металлов и замены их неметаллическими материалами; разработка и внедрение электронно-лучевой и плазменной технологии в изготовлении высокопрочных деталей, электрошлакового переплава, получение деталей на базе применения импульсных нагрузок и т. д.

По этим направлениям проводятся научные исследования и проектно-конструкторские разработки, которые внедряются в производство. Все основные предприятия отрасли заключили договоры о научно-техническом содружестве с институтами других отраслей, академическими научными учреждениями, вузами, что способствует целенаправленной деятельности отраслевых исследовательских институтов, конструкторских и проектных организаций, обеспечивающих интеграцию науки и производства, и технологических и конструкторских подразделений предприятий, являющихся проводниками технического прогресса на производстве.

Богатый опыт научно-технического сотрудничества с исследовательскими организациями накоплен на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева. Экономический эффект от внедрения различных научных разработок на этом заводе в девятой пятилетке составил более 30 млн. руб. В десятой пятилетке рамки сотрудничества ученых и производственников ЗИЛа значительно расширились: сегодня ЗИЛ на основе комплексных долгосрочных договоров сотрудничает более чем со 100 научными организациями и высшими учебными заведениями, решая вместе с ними важные проблемы автомобилестроения.

Ученые Института химической физики АН СССР в сотрудничестве со специалистами ЗИЛа разработали конструкцию нового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием, а совместно с НАМИ — новый дизель. Большие работы с участием различных институтов ведутся в области разработки прогрессивных технологических процессов, материалов и оборудования, а с Академией наук УССР — в области сварки металлов и технологии безотходного производства.

Плодотворные результаты дает сотрудничество ЗИЛа с МГУ, особенно по разработке новых технологий, контрольно-измерительных приборов, лазерной техники, методов испытаний автомобилей и агрегатов, расчетов на прочность. То же самое можно сказать и о сотрудничестве коллективов ЗИЛа, Главмосавтотранса и НАМИ, направленном на доведение пробега грузовых автомобилей до 350 тыс. км без капитального ремонта — работе, которая получила высокую оценку Генерального секретаря ЦК КПСС, Председателя Президиума Верховного Совета СССР товарища Л. И. Брежнева.

Благодаря тесному и творческому сотрудничеству производственников с коллективами ученых заметно повысился технический уровень производства на Горьковском автозаводе. Совместный научный поиск с более чем 40 академическими, учебными и отраслевыми институтами помогает этому коллективу увеличивать выпуск продукции, улучшать ее качество, повышать надежность и пробег автомобилей без капитального ремонта, а высокий уровень унификации деталей и типизации технологических процессов позволяет осваивать безостановочный переход производства с выпуска одной модели автомобиля на выпуск другой.

Устойчивые творческие связи с научно-исследовательскими и проектно-конструкторскими организациями страны сложи-

лись в десятой пятилетке и у коллектива Волжского автозавода им. 50-летия СССР. В числе этих организаций — НИИАТМ, НАМИ, НИИАвтоПром, Институт электросварки им. Патона, Тольяттинский политехнический институт и многие другие, совместно с которыми ведется большая и серьезная работа по созданию новых образцов высокопроизводительного оборудования, совершенствованию действующего оборудования, технологии, конструкции узлов и деталей автомобилей. Например, сотрудниками Ворошиловградского машиностроительного института и работниками технических служб завода после соответствующих исследований были разработаны, изготовлены и внедрены в металлургическое производство электромагнитные системы для автоматического удаления ферромагнитных включений из потоков формовочной смеси, а совместно с НПО «Пластполимер» (Ленинград), НИИПМ и НИИАТМ (Москва) проведены работы по разработке материалов, технологии изготовления и внедрению в производство цельноформовочной обивки потолка автомобиля взамен свариваемой из полимерной пленки. Куйбышевский политехнический институт дал рекомендации по внедрению в производство процессов точного точения и алмазного выглаживания закаленных сталей и цветных сплавов инструментом из синтетических сверхтвердых материалов. Внедрение разработанных ВНИИЛитмашем противопригарных покрытий для ремонтно-литейных цехов металлургического производства дает экономический эффект около 100 тыс. руб. в год.

В производственном объединении БелавтоМАЗ появилась новая, высокоеффективная форма содружества науки с производством: на Минском автозаводе совместно с Академией наук БССР был создан на общественных началах отдел проблемных исследований грузовых автомобилей. Экономический эффект от внедрения результатов исследований, проведенных этим отделом, за четыре года десятой пятилетки превысил 35 млн. руб., поэтому уже в мае 1979 г. ученые и производственники создали (тоже на общественных началах) научно-производственное объединение Автофизтех, куда вошли специалисты институтов технического и физико-математического профиля АН БССР и производственники предприятия. Это объединение призвано оказывать предприятиям помощь в области совершенствования конструкций автомобилей и их изготовления.

Плодотворную роль здесь играет также коллективный договор о научно-техническом сотрудничестве Производственного объединения «Автодизель», Минского автозавода, автокомбината № 1 и авторемонтного завода № 1 Главмосавтотранса, НАМИ и МАДИ, направленный на повышение надежности и долговечности автомобилей МАЗ с двигателями ЯМЗ: сегодня эти автомобили имеют пробег без капитального ремонта 300 тыс. км; экономический эффект от реализации мероприятий, записанных в договоре, за годы десятой пятилетки составил около 500 млн. руб., трудовые затраты на эксплуатацию каждого автомобиля снижены на 20% (в расчете на 1 тыс. км пробега).

На Ярославском моторном заводе совместно с Всесоюзным научно-исследовательским институтом твердых сплавов проводились работы по внедрению дефектоскопии твердосплавных пластин режущего инструмента, отрабатывается методика дефектоскопии твердосплавных пластин при сортировке их по электромагнитным свойствам. По договору с НИИАвтоПромом проводятся разработка и изготовление механизированных и автоматизированных средств контроля блоков цилиндров, коленчатых валов, шатунов, поршней, гильз и других деталей.

Полезными оказались деловые контакты заводских технологов с коллективом Всесоюзного научно-исследовательского конструкторско-технологического института подшипниковой промышленности, в результате чего разработан и изготовлен ряд приборов к хонинговальным и шлифовальным станкам.

Совместно со специалистами Челябинского конструкторско-технологического института автоматизации и механизации в автомобилестроении проводились разработка и испытание новых видов резьбонарезного инструмента повышенной стойкости и точности для образования внутренних резьб. Разработана конструкция и проведены производственные испытания тридцати типоразмеров метчиков с новым видом заочки. Стойкость метчиков новой конструкции увеличилась в среднем на 29%. Они рекомендованы для внедрения в производство.

Продолжается творческое содружество технологов завода и специалистов ЭКТИавтоПрома. В прошлом году разработана технология сушки деталей при консервации запасных частей за счет применения водовытесняющего состава.

На Запорожском автозаводе «Коммунар» уделяется большое внимание творческой работе с научно-исследовательскими и учебными институтами, особенно в инструментальном

производстве. Совместно с Экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков (ЭНИМС) проводится плодотворная работа по теме «Технология электроимпульсной обработки крупных вытяжных штампов гальваническими медными электродами». Сущность метода заключается в том, что для разрушения снимаемого слоя металла используется электрический разряд, возникающий при прохождении тока через диэлектрическую среду. При этом профиль медного электрода в точности копируется на обрабатываемой детали. Метод широко применяется при обработке сложных фасонных матриц крупных пресс-форм и средних штампов.

Специалистами завода совместно с Донецким физико-технологическим институтом АН УССР разрабатывалась также тема «Гидроэкструзия заготовок режущих инструментов из быстрорежущей стали», результатом внедрения которой стало получение заготовок с прямым и спиральным зубьями, а также возможность передавливания их с большего диаметра на требуемый меньший, что дало возможность повысить стойкость режущего инструмента и снизить расход остродефицитной быстрорежущей стали.

Совместно с научно-исследовательскими институтами на Запорожском автозаводе «Коммунар» намечается внедрение в инструментальное производство и многих других разработок: повышение стойкости режущих инструментов путем карбонизации, использование станков с числовым программным управлением, лазерной техники и др.

Примером тесного сотрудничества науки с производством может служить ГПЗ-1 — одно из старейших предприятий отечественного подшипникостроения. Завод сотрудничает ежегодно более чем с 30 научными организациями, в том числе со многими из них уже в течение нескольких лет и даже десятилетий (ВНИПП, ВНИИМетмашем, с заводом-втузом при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, Московским энергетическим институтом, Московским автомеханическим институтом, МВТУ им. Н. Э. Баумана, Ленинградским всеобщенным научно-исследовательским институтом токов высокой частоты им. Вологодина, Московским станкоинструментальным институтом, МГУ им. Ломоносова и др.).

Тесные связи с научными организациями для завода стали органической необходимостью, позволяют решать серьезные научные проблемы, возникающие при коренном совершенствовании техники и технологии производства, например, улучшение технологии изготовления заготовок колец, шариков, роликов, обеспечивающие существенное сокращение расхода металла, значительное повышение точности заготовок, повышение производительности и улучшение условий труда рабочих, снижение трудоемкости изготовления деталей на последующих операциях механической обработки. Завод не мог бы только своими силами решать эти задачи, так как связанные с ними объем и глубина исследований потребовали привлечения крупных специалистов в различных областях научно-технических знаний.

К таким задачам относятся создание и внедрение новых прогрессивных процессов горячей поперечно-винтовой прокатки крупных шариков диаметром 1—2", а затем и подшипниковых колец массовых серий на вновь созданных специальных прокатных станах (сейчас объем прокатки этих деталей составляет более 20 тыс. т в год), что позволило повысить производительность труда в 5—8 раз и снизить расход металла на 10—15%, добиться ежегодного экономического эффекта почти в 1 млн. руб.

Достигнуто все это благодаря инициативе ученых ВНИИМетмаша и помощи многих других специализированных научных организаций и, в частности, Ленинградского всесоюзного научно-исследовательского института токов высокой частоты им. Вологодина, при непосредственном участии которых были созданы мощные индукционные нагревательные установки к прокатным станам.

Эта важная работа ведется и сейчас. Завод совместно с ВНИИМетмашем завершил коренную реконструкцию двух прокатных станов для прокатки заготовок колец подшипников, что позволило повысить производственную мощность этих станов почти на 33%, а также улучшить качество заготовок и добиться не только снижения трудоемкости на операциях механической обработки, но и дальнейшего повышения долговечности подшипников за счет более плотной структуры колец, получаемой при поперечной горячей прокатке.

Работы, проводимые заводом с ВНИИТВЧ им. Вологодина, также не ограничились лишь созданием установок для нагрева ТВЧ перед прокаткой. Подобные установки нашли широкое применение на различных технологических переделах, что позволило заводу ежегодно экономить более 500 тыс. руб.

В содружестве с Центральным проектно-конструкторским бюро механизации и автоматизации (ЦПКБМА, г. Рига) и Рижским политехническим институтом на ГПЗ-1 разработа-

ны и успешно внедрены серии новых оригинальных контрольных автоматов для контроля и сортировки роликов и шариков, которые по техническим характеристикам не уступают лучшим зарубежным образцам. За последние годы созданы и внедрены в производство 57 подобных автоматов трех моделей, благодаря чему достигнута экономическая годовая эффективность в сумме 300 тыс. руб.

В содружестве с НИИТавтотпромом на ГПЗ-1 изготовлена и успешно работает установка ПУСК-77 для вакуумно-плазменного напыления режущего инструмента, что обеспечивает существенное повышение его стойкости (в 2 раза и более). Годовой экономический эффект от внедрения нового процесса составляет более 100 тыс. руб.

В настоящее время налажено опытное производство шариковых подшипников на базе применения прогрессивных технологических процессов, которые заключаются в том, что профилированные заготовки выполняются штамповкой из прутка и раскаткой с дальнейшей обработкой высокопроизводительными методами силового скоростного шлифования. Это позволяет осуществить большие съемы в короткие циклы. В опытном производстве решены также вопросы полной автоматизации сборочных, упаковочных, моечных и контрольных операций, создано принципиально новое высокопроизводительное оборудование повышенной точности, а также комплектующие изделия и материалы (электрошпиндель на воздушных опорах мощностью до 25 кВт и частотой вращения до $1 \cdot 10^3$ с⁻¹, круги для силового скоростного шлифования, работающие со скоростью 80 м/с, алмазные ролики, высокоеффективная охлаждающая жидкость и т. д.). Оборудование оснащено бесконтактными системами управления, устройствами для поддержания постоянства скорости шлифования, быстродействующими приборами активного контроля. Ожидается, что по сравнению с существующими автоматическими линиями по производству подшипников в опытном автоматическом производстве производительность труда возрастет примерно в 2 раза, а расход дефицитной подшипниковой стали сократится.

Чтобы решить все эти научные и технические проблемы, пришлось привлечь почти 40 организаций Минстанкпрома и других министерств и ведомств, в том числе 20 всесоюзных и отраслевых научно-исследовательских институтов и конструкторских бюро.

Успехи технического прогресса в автомобильной промышленности, конечно, зависят не только от организации связей предприятий с научными коллективами других министерств и ведомств. Во многом они определяются деятельностью научно-исследовательских, опытно-конструкторских и проектных организаций, заводских конструкторско-технологических служб и лабораторий. Опыт показывает, что отраслевые научные организации, будучи специализированными по отдельным крупным направлениям развития автомобильного производства, могут решать важнейшие задачи современного автомобилестроения. Например, в девятой пятилетке НИИТавтотпромом для заводов отрасли было выполнено около 300 работ, совместно с предприятиями внедрено более 120 новых методов и прогрессивных технологических процессов, 120 образцов нового технологического оборудования и 15 автомати-

ческих линий. Коллективный труд с предприятиями по наиболее крупным работам начинается не с этапа внедрения, как это было раньше, а с этапа разработки новой технологии и оборудования. Сейчас институт участвует в выполнении 33 договоров научно-технического сотрудничества с предприятиями. Новой формой сотрудничества стало сочетание хозяйственных договоров с договорами о научно-техническом содружестве, что создает более благоприятные условия для повышения эффективности совместной работы. В частности, хозяйствственные договоры дают возможность предприятиям тиражировать у себя разрабатываемую институтом в опытном производстве новую технику при активной помощи специалистов института.

В последние годы коллектив института многое делает для внедрения новых разработок в масштабе отрасли по утвержденным Министерством комплексным программам, борется за ускорение внедрения законченных исследований в производственную практику с тем, чтобы, укрепляя союз ученых и производственников, превратить содружество НИИ и предприятий в соавторство.

Значительную работу по укреплению научно-технического содружества с предприятиями проводят и другие головные институты отрасли: НАМИ, ВНИПП, НИИавтотехники, многие конструкторские и проектно-технологические институты.

ХХV съезд партии назвал ускорение научно-технического прогресса в числе первоочередных задач. Это налагает большую ответственность на отраслевые институты и конструкторские бюро предприятий и объединений. Их долг — строго следить за ходом выполнения заданий, добиваться, чтобы крупные разработки быстрее получали путевку в жизнь. Исследовательские подразделения обязаны постоянно держать в поле зрения все, что связано с повышением эффективности науки, реализацией ее достижений, находить новые формы связи с предприятиями, способствовать созданию в каждом коллективе деловой, творческой атмосферы. В этом залог успеха ученых и специалистов, непосредственно обеспечивающих интеграцию науки и производства.

Огромным стимулом в этой работе являются решения июньского (1980 г.) Пленума ЦК КПСС о созыве ХХVI съезда КПСС, а также постановление ЦК КПСС «О социалистическом соревновании за достойную встречу ХХVI съезда КПСС» — документы, воспринятые тружениками автомобильной промышленности, как и всеми советскими людьми, с большим патриотическим и трудовым подъемом. Коллективы производственных, научных и конструкторских организаций главное внимание уделяют достижению практических результатов и претворению в жизнь решений ХХV съезда КПСС, ноябрьского (1979 г.), июньского и октябрябрьского (1980 г.) Пленумов ЦК КПСС, положений и выводов, содержащихся в докладах и выступлениях Генерального секретаря ЦК КПСС Председателя Президиума Верховного Совета СССР Л. И. Брежнева по вопросам экономической политики партии. Они внимательно изучают и внедряют в практику передовой опыт, достижения советской науки и техники, способствуя тем самым решению главной задачи — завершить по всем направлениям годовые планы и пятилетку в целом, создать прочный фундамент для научно-технического прогресса и развития народного хозяйства в одиннадцатой пятилетке.



Эффективность различных систем очистки топлива на автомобилях с карбюраторными двигателями

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, Н. КАРИМХОДЖАЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт

ИССЛЕДОВАНИЯ по совершенствованию систем очистки топлива проводились для грузового автомобиля с карбюраторным двигателем с рабочим объемом цилиндров $V_h = 6,0 \cdot 10^{-3}$ м³. На этих автомобилях использовалась серийная система очистки топлива, состоящая из фильтра грубой очистки — магистрального фильтра-отстойника с фильтрующим элементом из набора алюминиевых пластин с 1*. Зак. 513

зазорами между ними ~ 50 мкм, и фильтра тонкой очистки с керамическим фильтрующим элементом с толщиной отсева 60 мкм. Такая система очистки топлива имеет низкую эффективность [1].

В связи с этим были разработаны улучшенные системы очистки топлива, отличающиеся от серийной тем, что фильтр грубой очистки дополнительно оборудован двумя успокоите-

лями конического типа для стабилизации и организации потока топлива. Кроме того, фильтр тонкой очистки имеет вместо керамического бумажный или картонный фильтрующий элемент, выполненный в виде многолучевой звездочки. При этом фильтры тонкой очистки топлива выполнялись в трех вариантах, отличающихся один от другого только типом материала (бумаги-картона) фильтрующей перегородки. Результаты лабораторных испытаний этих фильтров приведены в табл. 1.

Таблица 1

| Материал фильтрующего элемента | Тонкость отсева в мкм | Полнота отсева в % | Ресурс работы фильтрующих элементов в 10 ³ с (мин) |
|--------------------------------|-----------------------|--------------------|---|
| Керамика (серийный) | 60 | 2,5 | — |
| МФ-16 | 38 | 50,5 | 57,3 (955) |
| | 12,5 | | |
| КФМ | 32 | 65 | 19,6 (326) |
| | 9,5 | | |
| БТК | 13 | 81,5 | 5,1 (85) |
| | 6 | | |

Примечание. В числителе приведена номинальная, а в знаменателе средняя тонкость отсева. В дальнейшем под тонкостью отсева подразумевается ее номинальное значение δ_n .

Для сравнения с серийной системой очистки топлива улучшенные системы подвергались широким эксплуатационным испытаниям на грузовых автомобилях при перевозке песка, щебня, грунта и т. д. по асфальтированным и грунтовым дорогам. Техническое состояние автомобилей и двигателей перед началом испытаний было почти одинаковым. Примерно 80% пути пробега автомобилей можно отнести ко второй категории условий эксплуатации и 20% — к третьей [2].

Износ деталей цилиндро-поршневой группы определялся методами вырезанных лунок и спектрального анализа проб картерного масла. Безотказность топливной аппаратуры испытуемых автомобилей оценивалась по количеству отказов, возникших в период эксплуатации. При этом отказами топливной аппаратуры считались такие неисправности, при устранении которых заменялись отдельные детали или узлы, а

регулировка систем производилась с разборкой отдельного агрегата системы питания. Результаты эксплуатационных испытаний автомобилей с улучшенной и серийной системами очистки топлива, отнесенные к средней зоне эксплуатации [1], в расчете на один автомобиль приведены в табл. 2.

Таблица 2

| Наименование показателя | Материал фильтрующих элементов (тонкость отсева в мкм) | | | |
|---|--|------------|----------|----------|
| | Керамика (60) | МФ-16 (38) | КФМ (32) | БТК (13) |
| Снижение интенсивностей изнашивания цилиндро-поршневой группы двигателя в разах | 1,0 | 1,29 | 1,36 | 1,37 |
| Число отказов топливной аппаратуры H за среднегодовой пробег автомобиля L_g в шт. | 4,16 | 2,25 | 2,0 | 1,98 |
| Срок службы фильтрующих элементов до замены в тыс. км | 9,6 | 77,8 | 57,7 | 14,4 |
| Число обслуживаний фильтров n за пробег L_g | 4,5 | 0,6 | 0,75 | 3,3 |

Примечание. Среднегодовой пробег автомобиля L_g составлял 43,1 тыс. км.

С учетом данных табл. 2 были проведены расчеты технико-экономической эффективности различных систем очистки топлива при их использовании на автомобиле. При этом исходили из того, что оптимальная из испытанных улучшенных систем очистки должна обеспечивать максимальную технико-экономическую эффективность по сравнению с серийной, т. е.

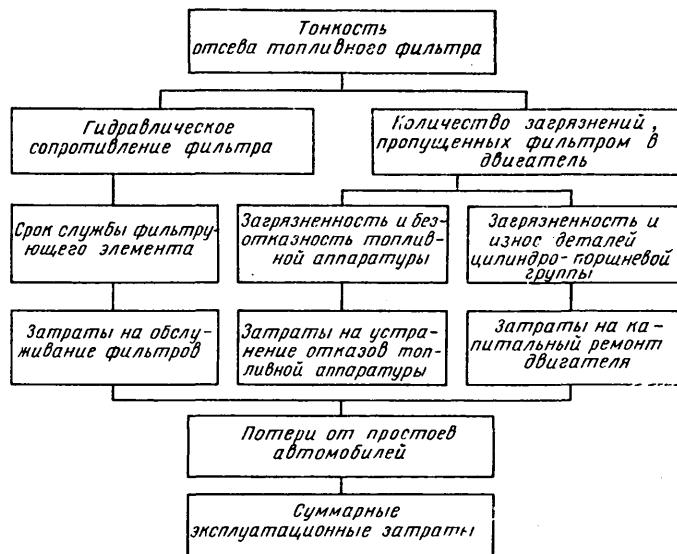
$$\Delta \theta = \theta - \theta' \quad (1)$$

где θ , θ' — суммарные удельные затраты на изготовление и эксплуатацию автомобиля соответственно с серийной и улучшенной системами очистки топлива в руб/1000 км.

Раскрывая значения θ и θ' и учитывая, что энергетические затраты на работу серийной и улучшенной систем очистки одинаковы, получаем:

Таблица 3

| Удельные затраты (в руб/1000 км) и формулы для их определения | Материал фильтрующего элемента | | | | Обозначения, принятые в формулах |
|--|--------------------------------|--------|--------|--------|--|
| | керамика | МФ-16 | КФМ | БТК | |
| Затраты на техническое обслуживание фильтров, включая стоимость фильтрующих элементов | | | | | |
| $\theta_{to} = \frac{(C_{tp} r_f + g)n}{L_g}$ | 0,051 | 0,015 | 0,019 | 0,084 | C_{tp} — тарифная ставка ремонтного рабочего в руб/ч; r_f — время обслуживания фильтров в ч; g — стоимость фильтрующих элементов в руб.; n — число обслуживаний фильтров за год |
| $\Delta \theta_{to} = \theta_{to} - \theta'_{to}$ | 0 | 0,036 | 0,032 | -0,033 | |
| Затраты на устранение отказов топливной аппаратуры | | | | | |
| $\theta_{tp} = \frac{(C_{tp} T_{cp} + w)H}{L_g}$ | 0,074 | 0,041 | 0,036 | 0,035 | T_{cp} — средняя трудоемкость устранения одного отказа в чел.-ч; w — стоимость запасных частей на устранение одного отказа в руб. |
| $\Delta \theta_{tp} = \theta_{tp} - \theta'_{tp}$ | 0 | 0,033 | 0,038 | 0,039 | |
| Затраты на капитальный ремонт двигателя | | | | | |
| $\theta_{kp} = \frac{(C_1 + C_2)(t_c - t_o)}{L_g t_c t_p}$ | 0,616 | 0,435 | 0,414 | 0,401 | C_1 — стоимость комплекта деталей цилиндро-поршневой группы в руб.; C_2 — стоимость замены этих деталей в руб.; t_c — срок службы автомобиля в годах; t_p — срок службы деталей цилиндро-поршневой группы до второй и последующих замен в годах; |
| $\Delta \theta_{kp} = \theta_{kp} - \theta'_{kp}$ | 0 | 0,181 | 0,202 | 0,215 | t_o — срок службы деталей, после которого начинается необходимость ремонтного воздействия, в годах |
| Затраты на изготовление фильтров | | | | | |
| $\theta_{iz} = \frac{U_f + E_n K}{L_g}$ | 0,043 | 0,072 | 0,072 | 0,072 | U_f — стоимость фильтров в руб.; E_n — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; K — удельные капитальные вложения |
| $\Delta \theta_{iz} = \theta_{iz} - \theta'_{iz}$ | 0 | -0,029 | -0,029 | -0,029 | |
| Потери отостоя автомобилей при обслуживании и ремонте | | | | | |
| $\theta_{pr} = \theta_{to} + \theta_{tp} + \theta_{kp} = \frac{C_{pr}}{L_g} (r_f n + T_{cp} H + \frac{r_{kp}}{t_o})$ | 1,473 | 1,04 | 1,0 | 1,023 | C_{pr} — стоимость простоя автомобиля в руб/ч; r_{kp} — трудоемкость капитального ремонта в чел.-ч |
| $\Delta \theta_{pr} = \theta_{pr} - \theta'_{pr}$ | 0 | 0,433 | 0,473 | 0,450 | |
| $\Delta \theta = \Delta \theta_{to} + \Delta \theta_{tp} + \Delta \theta_{kp} + \Delta \theta_{iz} + \Delta \theta_{pr}$ | 0 | 0,651 | 0,716 | 0,641 | |



$$\Delta \theta = (\theta_{из} - \theta'_{из}) + (\theta_{то} - \theta'_{то}) + (\theta_{тр} - \theta'_{тр}) + (\theta_{кр} - \theta'_{кр}) + (\theta_{пр} - \theta'_{пр}), \quad (2)$$

где $\theta_{из}$, $\theta'_{из}$ — удельные затраты на изготовление автомобиля соответственно с серийной и улучшенной системами очистки топлива в руб/1000 км;

$\theta_{то}$, $\theta'_{то}$ — удельные затраты на техническое обслуживание автомобиля соответственно с серийной и улучшенной системами очистки топлива в руб/1000 км;

$\theta_{тр}$, $\theta'_{тр}$ — удельные затраты на текущие ремонты автомобиля соответственно с серийной и улучшенной системами очистки топлива в руб/1000 км;

$\theta_{кр}$, $\theta'_{кр}$ — удельные затраты на капитальный ремонт автомобиля соответственно с серийной и улучшенной системами очистки топлива в руб/1000 км;

$\theta_{пр}$, $\theta'_{пр}$ — удельные затраты от простоев автомобиля при его технических обслуживаниях и ремонтах соответственно с серийной и улучшенной системами очистки топлива в руб/1000 км.

В табл. 3 приведены данные, показывающие, что улучшенные системы очистки топлива обеспечивают значительную технико-экономическую эффективность от их использования на автомобиле. Кроме этого, они различаются в основном тонкостью отсева фильтров, от которой, как известно, зависит эффективность очистки топлива и другие показатели их работы на автомобиле (рис. 1). Например, чем меньше (луч-

Рис. 1. Влияние тонкости отсева фильтра тонкой очистки топлива на показатели работоспособности фильтра и автомобиля

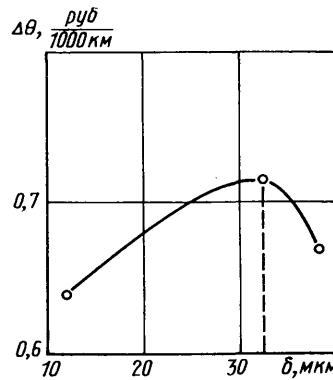


Рис. 2. Зависимость технико-экономического эффекта от номинальной тонкости отсева фильтра тонкой очистки топлива

ше) тонкость отсева фильтра, тем он больше будет задерживать загрязняющих примесей из топлива и иметь большое гидравлическое сопротивление. Однако это может привести к необходимости частой замены фильтрующих элементов и дополнительному внесению загрязнений в систему питания при выполнении этой операции. Поэтому тонкость отсева должна быть оптимальной. Тонкость отсева является оптимальной, если для нее будет получен максимальный технико-экономический эффект, также определяемый по формулам (1) и (2).

Из табл. 3 и рис. 2 следует, что максимальное значение технико-экономической эффективности от использования улучшенных систем очистки топлива на данных автомобилях имеет фильтр тонкой очистки с номинальной тонкостью отсева $\delta_n=32$ мкм и средней $\delta_{ср}=9,5$ мкм, т. е. при использовании фильтрующего элемента из КФМ.

Таким образом, на грузовых автомобилях с карбюраторными двигателями целесообразно использовать улучшенную систему очистки топлива с фильтром тонкой очистки с бумажным или картонным фильтрующим элементом с номинальной тонкостью отсева $\delta_n=32$ мкм и средней $\delta_{ср}=9,5$ мкм. Удельный экономический эффект, получаемый от использования такой системы счистки, составляет 0,72 руб/1000 км на один автомобиль.

Улучшенная система очистки топлива с фильтрующим элементом фильтра тонкой очистки из картонного фильтрующего элемента принята к внедрению на грузовых автомобилях с карбюраторными двигателями рабочим объемом цилиндров $6 \cdot 10^{-3}$ м³.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Григорьев М. А., Долецкий В. А. Обеспечение надежности двигателей. М.: Изд-во стандартов, 1978, с. 320.
- Григорьев М. А., Каримходжаев Н., Метелкин В. А. и др. Улучшение системы очистки топлива для автомобилей с бензиновыми двигателями. В сб.; Конструкции автомобилей. М.: НИИИАвтопром, № 5, 1980, с. 8—18.

УДК 621.43.004.58

Практическая возможность технического диагностирования двигателей

В. В. МАКАРОВ

Львовский политехнический институт

БОЛЬШИНСТВО механизмов и их узлов изготовлены из материалов, обладающих акустической проводимостью. Поэтому существует возможность не только прослушивания акустического шума в любой доступной точке механизма, но и использования акустической проводимости для оценки зазоров в кинематических парах, определяющих не только степень износа деталей, но и технико-эксплуатационные качества агрегата в целом [1]. Однако из-за трудностей выделения из общего шума сигналов от исследуемых кинематических пар практического применения в диагностических установках акустическая проводимость не получила.

Рассмотрим практическую возможность использования акустической проводимости материалов для прогнозирования величины зазоров в кинематических парах двигателя.

Зазоры в кинематических парах при работе двигателя являются источником хаотических соударений смежных элементов, что в свою очередь вызывает общую вибрацию корпуса, т. е.

2 Зак. 513

акустическое поле. В большинстве случаев акустическое поле характеризуется функцией $p(r, \omega)$, которая представляет собой скалярное акустическое давление и удовлетворяет волновому уравнению [1, 2]

$$\Delta \vec{p}(\omega, \vec{r}) + \frac{\omega^2}{a^2} \vec{p}(\omega, \vec{r}) = 0, \quad (1)$$

где Δ — оператор Лапласа;

a — скорость распространения акустических волн в материале;

ω — частота.

Такая форма волнового уравнения позволяет ввести понятие передаточной функции среды $w(\vec{r}, \omega)$

$$\vec{p}(\vec{r}, \omega) = w(\vec{r}, \omega) s(\omega), \quad (2)$$

где $s(\omega)$ — спектральная характеристика возмущения, вызывающего акустическое поле.

Нетрудно убедиться, что передаточная функция среды $\tilde{w}(\vec{r}, \omega)$ удовлетворяет уравнению Гельмгольца и является корректной функцией [3]. Это означает, что функция $\tilde{w}(\vec{r}, \omega)$ стабильна к малым вариациям граничных условий и можно описать акустическое поле исследуемого механизма в виде суммы элементарных полей от каждого источника возмущений, которыми являются соударения инертных масс, с постоянными независящими от величины зазоров передаточными функциями среды [4]:

$$\tilde{p}(\vec{r}, \omega) = \sum_{i=1}^N w_i(\vec{r}, \omega) s_i(\omega). \quad (3)$$

Измерение вибраций в реальных условиях осуществляется с помощью серийного многоканального виброметрического прибора ПВ-10К. Возможны два способа выделения сигнала $s_i(\omega)$ от исследуемого соударения. В первом случае при исследовании N кинематических пар применяются N вибродатчиков, расположенных по корпусу механизма. Тогда вместо соотношения (3) имеем N аналогичных соотношений

$$\tilde{p}(\vec{r}_j, \omega) = \sum_{i=1}^N w_i(\vec{r}_j, \omega) s_i(\omega), \quad j = 1, 2 \dots N. \quad (4)$$

Предположим характеристики передаточных функций $w(\vec{r}_j, \omega)$, $j=1, 2 \dots N$ известными, например, измеренными еще при заводских сдаточных испытаниях и занесенными в технический паспорт двигателя. Эти измерения легко осуществить, если известны спектральные характеристики соударений при двух произвольных размерах зазора в кинематической паре: $s_m(\omega, h_{1m})$ и $s_m(\omega, h_{2m})$. Тогда, внося величины зазоров при первичных испытаниях модели двигателя в конструкцию и измеряя соответствующие вибрации в искомых точках $p(\vec{r}_j, \omega, h_{1m})$ и $p(\vec{r}_j, \omega, h_{2m})$, получим

$$\left. \begin{aligned} \tilde{p}(\vec{r}_j, \omega, h_{1m}) &= s_m + (\omega, h_{1m}) w_m(\vec{r}_j, \omega) + \\ &+ \left(\sum_{i=1}^{m-1} + \sum_{i=m+1}^N \right) [w_m(\vec{r}_j, \omega) s_i(\omega)]; \\ \tilde{p}(\vec{r}_j, \omega, h_{2m}) &= w_m(\vec{r}, \omega) s_m(\omega, h_{2m}) + \\ &+ \left(\sum_{i=1}^{m-1} + \sum_{i=m+1}^N \right) [w_i(\vec{r}_j, \omega) s_i(\omega)]. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Отсюда

$$w_m(\vec{r}, \omega) = \frac{\tilde{p}(\vec{r}, \omega, h_{1m}) - \tilde{p}(\vec{r}, \omega, h_{2m})}{s_{m1}(\omega, h_{1m}) - s_{m2}(\omega, h_{2m})}, \quad (6)$$

$$m = 1, 2 \dots N.$$

При любой фиксированной частоте ω соотношения (4) превращаются в систему N линейных алгебраических уравнений с неизвестными, которые в матричной форме имеют вид

$$A \cdot \vec{x} = \vec{B}, \quad (7)$$

где A — матрица коэффициентов $a_{ij} = w_i(\vec{r}_j, \omega_f)$;

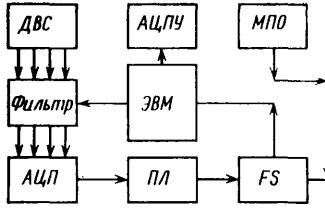
\vec{B} — вектор-столбец свободных членов $b_j = p(\vec{r}_j, \omega_f)$;

\vec{x} — вектор-столбец неизвестных $x_i = s_i(\omega_f)$.

Решая систему (8) при различных значениях фиксированной частоты ω_f , получим значения спектральных характеристик соударения в зависимости от частоты ω_f , т. е. восстановим искомые сигналы соударений элементов всех кинематических пар. Реализация этого способа измерений вибрационного шума показана на рис. 1. Регистрируемые вибрации двигателя группой датчиков преобразуются в электрические сигналы и поступают на вход спектроанализатора. В спектроанализаторе сигналы из временной области преобразуются в частотную с последующим преобразованием в числовые коды. Числовые коды вводятся в ЭВМ, где предварительно введены программа решения систем алгебраических уравнений, формирования массивов коэффициентов матрицы A и вектора столбца B , управление спектроанализатором после решения задачи для фиксированного значения частоты. В больших ЭВМ есть прямой доступ в процессор. Однако использование их в диагностических системах узкого профиля нецелесообразно из-за малой загрузки. Для диагностических целей можно рекомендовать малые вычислительные машины типа «Мир», «Мир-2», «Наира» и др.

Рис. 1. Блок-схема реализации метода прогнозирования величины зазоров в кинематических парах:

ДВС — двигатель внутреннего сгорания; ФИЛЬТР — многоканальный спектроанализатор с автоматическим или ручным выбором фиксированных значений частот; АЦП — многоканальный аналогово-цифровой преобразователь; ПЛ — ленточный перфоратор; FS — ленточный фото-ввод; АЦПУ — цифровое арифметическое печатающее устройство; МПО — математическое и программное обеспечение



В них нет прямого доступа в процессор, поэтому ввод информации целесообразен по цепи АЦП — ПЛ — FS.

Описанный способ диагностики применим при небольшом количестве исследуемых кинематических пар. Для восьмицилиндровых v -образных двигателей (ЗИЛ-130, ЗИЛ-375 и др.) количество исследуемых кинематических пар можно ограничить 24: восемью зазорами в восьми цилиндрах между стенками поршня и цилиндра, влияющими на степень сжатия, а следовательно, и на значение выходного крутящего момента; 16-ю зазорами между толкателем и клапаном в выпускных и впускных системах, влияющими на количество вспрыскиваемого в цилиндры топлива. Для диагностирования всех этих кинематических пар необходимо 24 вибродатчика, 24-канальная аппаратура и значительное время на решение ряда систем алгебраических уравнений 24-го порядка. Поэтому целесообразно использовать второй способ, который допускает, чтобы количество вибродатчиков было меньше количества исследуемых кинематических пар, например, один вибродатчик. Этот способ основывается на представлении спектра соударения в виде

$$s_i(\omega) = \Phi_i(\omega) F_i(h_i), \quad (8)$$

где $\Phi(\omega)$ — частотная составляющая спектральной характеристики;

$F(h)$ — составляющая, зависящая от величины зазора.

С учетом уравнения (8) выражение (3) принимает вид

$$\tilde{p}(\vec{r}, \omega) = \sum_{i=1}^N w_i(\vec{r}, \omega) \Phi_i(\omega) F_i(h_i). \quad (9)$$

Для N значений фиксированных частот выражение (9) представляет собой систему N линейных алгебраических уравнений с N известными

$$A' y = B', \quad (10)$$

где A' — матрица коэффициентов системы $A' = \{a_{ij}\} = w_i(\vec{r}_j, \omega_f)$; $\Phi_i(\omega_f)$;

B' — вектор-столбец свободных членов $B' = \{b'_j\} = \tilde{p}(\vec{r}_j, \omega_f)$;

y — вектор-столбец неизвестных системы $y = \{y_i\} = F_i(h_f)$.

Отметим, что предложенные способы идентичны: в обоих случаях за основу принимают предполагаемую качественную зависимость спектральной характеристики соударения элементов кинематической пары $s(\omega)$ или $\Phi(\omega) \cdot F(h)$. Поэтому можно рассмотреть динамику соударения и построение спектрально-характеристики. В работах [1; 5] такой анализ проведен сделан вывод, что законы изменения контактного давления при соударении эквивалентны полуволне косинусоиды (синусоиды с периодом 2τ и амплитудой λ_{\max} , т. е.

$$P(t) = \begin{cases} \lambda_{\max} \sin \frac{\pi}{\tau} t & 0 \leq t \leq \tau \\ 0 & t < \tau \end{cases} \quad (11)$$

Такое представление позволяет записать спектральную характеристику импульса соударения в виде

$$S(\omega) = \lambda_{\max} \frac{\cos \frac{\omega \tau}{2}}{1 - \left(\frac{2}{\pi} \frac{\omega \tau}{2} \right)^2}. \quad (12)$$

Зная приведенную массу M соударяемых деталей, начальную скорость соударения v_0 , зазор h_0 и силу соударения, получим

$$\left. \begin{aligned} \tau &= 2,9432 \left(\frac{5}{4} \frac{M}{k} \right)^{1/4} v_0^{-1/4}; \\ \lambda_{\max} &= 1,07 M v_0 = 1,5 \sqrt{M F h_0}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

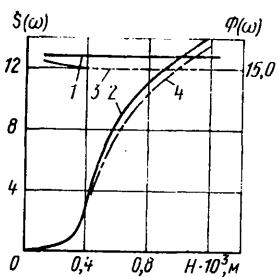


Рис. 2. Зависимость спектральной функции ударного импульса соударения элементов кинематической пары и ее частотной составляющей от величины зазора в данной паре: 1 — $\Phi(\omega)$ при $\omega=0$; 2 — $S(\omega)$ при $\omega=1000$ Гц; 3 — $\Phi(\omega)$ при $\omega=1000$ Гц; 4 — $S(\omega)$ при $\omega=1000$ Гц

Спектральная характеристика в форме (12) позволяет определить частотную составляющую

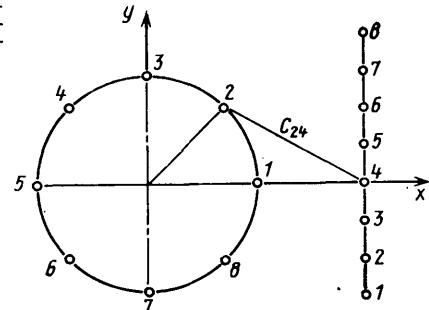
$$\Phi(\omega) = 1,5 \sqrt{MF} \frac{\cos \frac{\omega \tau}{2}}{1 - \left(\frac{\omega \tau}{\pi} \right)^2} \quad (14)$$

и составляющую, зависящую от размера зазора,

$$F(h) = \sqrt{h}. \quad (15)$$

На рис. 2 показана зависимость частотной составляющей спектра соударения двух масс при различных зазорах между ними. Нетрудно отличить относительную стабильность частотной составляющей $\Phi(\omega)$ от размера зазора, а следовательно, и от реальной относительной скорости соударяющихся масс. Это подтверждает справедливость представления спектра соударения в формуле (8).

Рис. 3. Схема расположения источников ударных импульсов и вибродатчиков



В первом случае матрицу A и вектор-столбец B формируем подсчетом элементов a_{ij} по формуле

$$\left. \begin{aligned} a_{ij} &= H_0^{(2)} [k(\omega) l_{ij}] ; \\ b_j &= \sum_{i=1}^8 s_i(\omega) H_0^{(2)} [k(\omega) l_{ij}] \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

при фиксированном произвольном значении ω , затем величину соответствующих зазоров определяем по формуле

$$h_i = \left[\frac{x_i(\omega)}{\Phi_i(\omega)} \right]^2. \quad (19)$$

| № кинематической пары | Истинная величина зазора в мм | Величина зазора, определенная первым способом в мм при частоте | | | | | Величина зазора, определенная вторым способом в мм вибродатчиками | | | | |
|-----------------------|-------------------------------|--|---------|---------|---------|----------|---|--------|---------|--------|----------|
| | | 0 | 100 | 1000 | 1500 | $H_{ср}$ | 1 | 2 | 3 | 4 | $H_{ср}$ |
| 1 | 0,273 | 0,27298 | 0,27288 | 0,27287 | 0,27340 | 0,27303 | 0,2741 | 0,2725 | 0,2723 | 0,2729 | 0,2730 |
| 2 | 0,304 | 0,30396 | 0,30391 | 0,30395 | 0,30395 | 0,30395 | 0,3040 | 0,3050 | 0,3057 | 0,3040 | 0,3047 |
| 3 | 0,320 | 0,32091 | 0,32085 | 0,32081 | 0,32066 | 0,3191 | 0,3190 | 0,3209 | 0,32194 | 0,3219 | 0,3201 |
| 4 | 0,346 | 0,34575 | 0,34571 | 0,34570 | 0,3455 | 0,34566 | 0,3445 | 0,3471 | 0,3460 | 0,3452 | 0,3457 |
| 5 | 0,409 | 0,40908 | 0,40909 | 0,40910 | 0,4092 | 0,40912 | 0,4081 | 0,4121 | 0,4075 | 0,4099 | 0,4094 |
| 6 | 0,559 | 0,55901 | 0,55908 | 0,55904 | 0,55901 | 0,55904 | 0,5571 | 0,5587 | 0,5631 | 0,5618 | 0,5602 |
| 7 | 0,846 | 0,84597 | 0,84594 | 0,84591 | 0,84596 | 0,84584 | 0,8451 | 0,8492 | 0,8418 | 0,8499 | 0,8465 |
| 8 | 1,256 | 1,2559 | 1,2556 | 1,2557 | 1,2558 | 1,2558 | 1,258 | 1,237 | 1,271 | 1,271 | 1,261 |

Рассмотрим порядок использования этих способов. Пусть дано восемь источников соударений, равномерно распределенных по окружности радиуса R , и восемь вибродатчиков, равномерно распределенных по окружности (рис. 3). Источники излучения будем считать точечными, а пространство распространения вибросигналов намного большим области, занимаемой источниками, однородным и изотропным. Такое допущение не ограничивает возможности предлагаемых методов, а лишь позволяет принять передающие характеристики виброакустических каналов от точки излучения к точке, удаленной на расстояние l , в виде

$$W(l, \omega) = H_0^{(2)}(kl), \quad (16)$$

но $H_0^{(2)}(kl)$ — функция Нанкеля нулевого порядка; $k = \omega/a$ [2]. Согласно рис. 3, координаты i -го источника соударения равны соответственно

$$\left. \begin{aligned} x_i &= R \cos \left(\frac{2\pi}{8} i \right); \\ y_i &= R \sin \left(\frac{2\pi}{8} i \right), \end{aligned} \right\}$$

а координаты j -го вибродатчика

$$\left. \begin{aligned} x_j &= 2R; \\ y_j &= \frac{2L}{7} (j-4). \end{aligned} \right\}$$

Отсюда расстояние между i -м источником и j -м вибродатчиком

$$l_{ij} = \sqrt{(x_j - x_i)^2 + (y_j - y_i)^2},$$

а передаточная характеристика соответствующего виброакустического канала имеет вид

$$w_i(r_j, \omega) = w(l_{ij}, \omega) = H_0^{(2)} [k(\omega) l_{ij}]. \quad (17)$$

Для второго способа достаточно в качестве базового вибродатчика принять код № 4, т. е. с координатами $\{2R, 0\}$, и формировать матрицу A и вектор-столбец B при восьми фиксированных значениях частоты ω_m ($m=1, 2 \dots 8$) по формулам

$$\left. \begin{aligned} a_{im} &= H_0^{(2)} [k(\omega_m) l_{i4}] \Phi_i(\omega_m); \\ b_m &= \sum_{i=1}^8 H_0 [k(\omega_m) l_{i4}] \Phi_i(\omega_m) F(h_i). \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Затем по формуле (19) определяем величину зазоров. Как в первом, так во втором способах задается величинами зазоров h_i ($i=1, 2 \dots 8$) для формирования необходимых коэффициентов и на основе решения обратной задачи восстанавливаем их значения.

Исходные данные рассматриваемого практического примера следующие. Модуль упругости Юнга $2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м², коэффициент Пуассона 0,3, относительная масса 100 кг, коэффициент соударения $0,173 \cdot 10^{11}$ Н/м³. В таблице приведены заданные величины зазоров, рассчитанные обоими способами на разных вибродатчиках и при различных значениях фиксированных частот. Погрешность расчетных значений зазоров не превышает 1%, что удовлетворяет практическому диагностированию реальных агрегатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Павлов Б. В. Акустическая диагностика механизмов. М.: Машиностроение, 1971.
- Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнения математической физики. М.: Наука, 1977.
- Шендеров Е. Л. Волновые задачи гидроакустики. Л.: Судостроение, 1972.
- Тихонов А. Н., Арсенин В. Я. Методы решения некорректных задач. М.: Наука, 1974.
- Макаров В. В. и др. Методика измерений спектральных характеристик соударений элементов кинематических пар механизмов. — Метрология, 1977, № 3.

Некоторые факторы, определяющие работоспособность гильзы цилиндра

Канд. техн. наук М. А. ГОГОЛИЦЫН, Н. А. ШИЛОВСКИЙ
Владимирский политехнический институт

Если в первый период эксплуатации, примерно равный половине среднего моторесурса двигателей данной модели, причинами отправки их в ремонт в основном являются аварийные отказы, то во втором периоде эксплуатации, т. е. от половины среднего моторесурса до конца пробега, основной причиной отправки двигателей в капитальный ремонт чаще всего становится износ деталей цилиндро-поршневой группы. В связи с этим была исследована работоспособность и износстойкость гильз цилиндров двигателя ЗИЛ-130 в зависимости от факторов, влияющих на изменение геометрической формы гильзы. В качестве исследуемых факторов, величина которых может быть изменена в процессе ремонта двигателя, приняты: выступание x_1 опорного бурта гильзы над плоскостью блока; зазор x_2 между верхними посадочными поясками блока и гильзы; зазор x_3 между нижними посадочными поясками блока и гильзы.

За оценочный показатель была принята скорость износа деталей цилиндро-поршневой группы, которую определяли по количеству продуктов износа в картерном масле за определенный промежуток работы двигателя. Метод определения — спектральный анализ масла.

Для повышения эффективности исследования и выявления степени влияния каждого из указанных факторов на оценочный показатель применен метод математического планирования эксперимента. План эксперимента был реализован в стендовых условиях на двигателе ЗИЛ-130, который предварительно прошел обкатку согласно требованиям ГОСТ 14846—69.

В целях повышения чувствительности и получения более достоверных результатов об износе гильзы по образующим цилиндра исследуемой гильзы в плоскости качания шатуна были установлены вставки-свидетели из серебра. Таким образом, в каждой пробе масла, отобранного из картера работающего двигателя, определялось содержание железа, алюминия, хрома и серебра.

Области изменения изучаемых факторов была выбрана на основании исследований [1] и с учетом технических возможностей и целесообразности при проведении опытов. Остальные факторы, влияющие на деформацию гильзы, при проведении экспериментов поддерживались на одном уровне.

Было исследовано влияние величины выступания опорного бурта гильзы (за счет установки кольцевых прокладок под бурт) на ее износ. Зазоры в сопряжении гильза — блок обеспечивались за счет шлифования под необходимый размер посадочных поясков гильзы.

Проведение стендовых испытаний двигателя позволило получить уравнения регрессии, характеризующие процесс изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы от воздействия трех принятых нами к исследованию факторов, т. е.

x_1, x_2, x_3 :

$$y_{Fe} = (48,42 + 17,60 x_1 + 7,17 x_2 + 6,32 x_3) \cdot 10^{-4},$$

$$y_{Al} = (7,88 + 2,78 x_1 + 1,32 x_2) \cdot 10^{-4},$$

$$y_{Ag} = (0,16 + 0,10 x_1 + 0,05 x_2) \cdot 10^{-4},$$

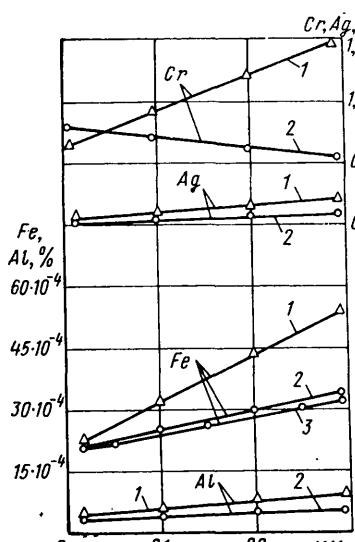


Рис. 1. Зависимость изменения содержания продуктов изнашивания в масле двигателя от следующих факторов:
1 — выступания H опорного бурта гильзы цилиндра; 2 — зазора между верхними посадочными поясками; 3 — зазора между нижними посадочными поясками

$$y_{Cr} = (1,26 + 0,45 x_1 - 0,21 x_2) \cdot 10^{-4},$$

где y_{Fe} , y_{Al} , y_{Ag} , y_{Cr} — соответственно скорость нарастания содержания железа, алюминия, серебра и хрома в картерном масле двигателя в %;

x_1 ; x_2 ; x_3 — факторы в кодированном масштабе.

Из уравнений и построенных по ним графиков (рис. 1) можно сделать вывод, что увеличение любого из исследуемых факторов приводит к росту оценочного показателя по первым трем уравнениям, т. е. к повышению скорости изнашивания поршня и гильзы цилиндра. Причем факторы x_2 и x_3 при принятых интервалах варьирования 0—0,3 мм оказывают менее существенное (в 2—3 раза) влияние на изнашивание деталей, чем фактор x_1 (при интервале варьирования 0,02—0,3 мм).

Четвертое уравнение системы характеризует изнашивание хромированных компрессионных колец. В этом случае наиболее сильно на износ влияет выступание опорного бурта и в меньшей степени — зазор между гильзой и блоком. Причем эксперимент показал, что увеличение зазора между верхними посадочными поясками в сопряжении гильза — блок способствует снижению износа верхних поршневых колец.

Установлено большое влияние величины выступания опорного бурта гильзы на изнашивание деталей цилиндро-поршневой группы. Поэтому были проведены измерения действительных значений этой величины при капитальном ремонте двигателей ЗИЛ-130. Статистические данные, полученные на авторемонтных предприятиях, показали, что среднее значение величины выступания опорного бурта составляет 0,22 мм, а часто встречающиеся значения находятся в пределах 0,1—0,34 мм при диапазоне рассеяния 0,0—0,6 мм.

Исследование деформации гильз цилиндров при сборке в зависимости от величины выступания опорного бурта было выполнено в серийных блоках цилиндров двигателя ЗИЛ-130 и в приспособлении, имитирующем «жесткий цилиндр». Опорная поверхность под бурт гильзы в этом приспособлении имела постоянную жесткость, а размеры посадочных мест под гильзу соответствовали значениям, предусмотренным заводом-изготовителем для посадки гильз в блоке. Деформация рабочей поверхности гильз определялась по четырем направлениям и десяти поясам. Во всех случаях момент затяжки болтов головки блока и крышки «жесткого цилиндра» был равен 88 Н·м.

В результате выполненных экспериментальных исследований установлено, что с увеличением выступания опорного бурта над верхней плоскостью блока деформация гильз возрастает. Наибольший рост деформации гильз после сборки в серийных блоках и в «жестком цилиндре» наблюдается в их верхней части на расстоянии 20—28 мм от верхнего торца гильзы. Такой же результат был получен и расчетным путем.

Анализ полученных результатов исследований деформации гильз в серийных блоках цилиндров показал, что гильза цилиндров после сборки двигателя деформируется неодинаково как по поясам, так и по направлениям измерений. В каждом цилиндре двигателя характер деформации гильзы может иметь свои особенности, но абсолютные величины деформации больше у тех гильз, которые были установлены в блок цилиндров с большой величиной выступания опорного бурта. В качестве примера на рис. 2 показана деформация гильзы вдоль образующих после сборки в первом отверстии блока с разной величиной выступления опорного бурта H .

Дальнейшие исследования, проведенные на двигателях, установленных на автобусах городских маршрутов, показали, что во всех случаях увеличение выступления опорного бурта вызывает повышение износа гильз цилиндров и поршневых колец. Износ гильз оценивался методом вырезанных лупок по поясам и направлениям измерений в соответствии с ГОСТ 14846—69.

На рис. 3 показаны эпюры среднего износа (по 48 лункам) гильз цилиндров одного из исследуемых двигателей при установке гильз в блок с разной величиной выступления опорного бурта. На представленных эпюрах в каждом радиальном направлении отложена средняя величина износа, измеренная в шести точках (лунках), расположенных по образующим

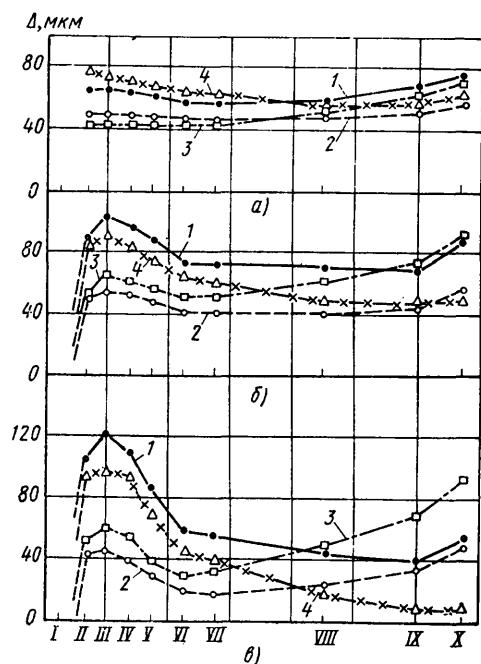


Рис. 2. Деформация Δ рабочей поверхности гильзы цилиндра в первом отверстии блока:
а — после установки в блок; б — после сборки при $H=0,02$ мм; в — после сборки при $H=0,04$ мм;
1—4 — пояса измерений; 1, 2, 3, 4 — измерения в направлениях AA, BB, CC, DD (ГОСТ 14846-69)

цилиндров в одной плоскости измерения, и характеризующая средний износ рабочей поверхности гильз в зоне работы поршневых колец (II—VII пояса). Данные о величине радиального износа гильз цилиндров двигателя после 32 тыс. км пробега автобуса приведены в таблице. Износ гильзы пятого цилиндра с помощью лунок не определялся. На этой гильзе были установлены вставки-свидетели, и исследование проводилось по отдельной методике.

| № цилиндра | Величина выступления опорного бурта в мм | Износ в мкм | |
|------------|--|-------------------------------------|-------------------------------------|
| | | средний по 48 лункам (II—VII пояса) | максимальный (по одной из 48 лунок) |
| 1 | 0,40 | 15 | 34 |
| 2 | 0,02 | 7 | 20 |
| 3 | 0,15 | ● | 23 |
| 4 | 0,40 | 13 | 31 |
| 5 | — | — | — |
| 6 | 0,29 | 12 | 35 |
| 7 | 0,37 | 14 | 39 |
| 8 | 0,12 | 9 | 23 |

В результате исследований, проведенных на 11 двигателях в эксплуатационных условиях, было установлено, что при увеличении выступления опорного бурта от 0,02 до 0,4 мм средний износ гильз цилиндров в зоне нирезистовой вставки увеличивается в 2 раза.

С целью определения влияния величины выступания опорного бурта на некоторые показатели работы двигателя проводились стендовые испытания двигателя, у которого на первом этапе испытания все гильзы имели величину выступления в пределах 0,08—0,10 мм. На втором этапе испытания режим работы двигателя выдерживался таким же, как и на первом этапе, но величина выступления у всех гильз двигателя была увеличена на 0,4 мм. Во время испытаний изменения каждого параметра производились не менее 3 раз. Данные измерений показали, что на втором этапе испытаний некоторые показатели работы двигателя значительно ухудшились. Так, пропуск газов в картер на разных режимах работы двигателя возрос на 52—66%. Удельный расход топлива увеличился на 6,3%, компрессия по цилиндрам снизилась на 6—17%. Мощность двигателя, измеряемая при частоте вращения коленчатого вала 1600 мин⁻¹, уменьшилась на 8,6%.

При испытании двигателей, у которых величина выступания опорного бурта гильз цилиндров на втором этапе была увеличена на 0,2 мм (на первом этапе эта величина находи-

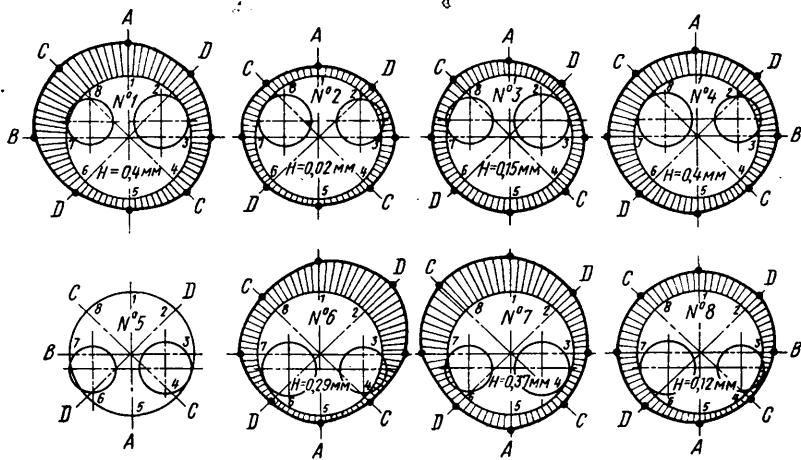


Рис. 3. Эпюры износа гильз цилиндров после 32 тыс. км пробега автобуса:
1—8 — точки измерения износа гильзы в одном поясе; № 1—8 — номера цилиндров двигателя

лась в пределах 0,06—0,1 мм), установлено менее резкое, чем при увеличении выступания на 0,4 мм, но все же значительное ухудшение показателей их работы. Пропуск газов на разных режимах работы двигателей возрос на 8—36%. Удельный расход топлива увеличился на 2—4%, а мощность двигателей снизилась на 5—6%.

Один из главных показателей работы двигателя — удельный расход топлива. Данные испытаний нескольких двигателей ЗИЛ-130 показали, что увеличение выступания опорного бурта на 0,1 мм может вызвать повышение расхода топлива на 2,7—5,4 г/кВт·ч.

Кроме указанных показателей во время испытаний изменились механические потери и содержание окиси углерода в отработавших газах. По этим показателям существенных изменений не установлено.

Необходимо отметить, что при капитальном ремонте двигателей чаще возникают случаи установки в одном блоке отдельных гильз со значительной величиной выступания над верхней плоскостью блока, а не всех, как это было при выполнении указанных выше испытаний. Но, как показали исследования [2], в этом случае деформация гильз может достигать еще больших значений, чем при установке всех гильз с одинаковой величиной выступания.

Наряду с изложенными проводились исследования, в результате которых установлено, что от величины выступания опорного бурта значительно зависит надежность уплотнения газового стыка. Было отмечено, что снижение величины выступания с 0,2 до 0,15 мм уменьшает коробление головки блока на 12%, тем самым повышается надежность газового стыка и сокращаются случаи разрушения между цилиндрами в прокладке и головке блока.

Из выполненных исследований следует, что для повышения эффективности работы двигателей после капитального ремонта необходимо стремиться к уменьшению величины выступания опорного бурта. По данным проведенных исследований для обеспечения нецилиндричности гильзы при сборке до 0,2 мм можно рекомендовать предельное выступание опорного бурта гильз цилиндров над верхней плоскостью блока двигателя ЗИЛ-130 не более 0,10—0,15 мм. При этом необходимо учитывать, что гильзы ремонтных размеров более чувствительны к деформациям, чем гильзы名义ального размера. Расчетным путем получено, что гильза второго ремонтного размера в зоне установки компрессионных колец в ВМТ деформируется на 10—15% больше, чем гильза名义ального размера при одном и том же выступании опорного бурта, равном 0,1 мм. При больших значениях выступания бурта этот разрыв в деформации гильз возрастает.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

Величина выступания опорного бурта над плоскостью блока существенно влияет на работоспособность и ресурс гильз цилиндров.

В процессе капитального ремонта двигателей возможно появление таких значений величины выступания опорного бурта, которые, вызывая значительную деформацию гильз цилиндров, способствуют повышению интенсивности изнашивания рабочей поверхности гильз и ухудшению показателей работы двигателя.

Межремонтный ресурс двигателей ЗИЛ-130 может быть увеличен путем:

введение ограничений на величину выступания опорного бурта гильз цилиндров при капитальном ремонте двигателей до 0,10—0,15 мм;
разработки и внедрения приспособлений для зачистки опорных и посадочных поверхностей блока и гильз цилиндров;
комплектования гильз и блоков по параметру выступания опорного бурта над плоскостью блока с соблюдением гарантированных зазоров между посадочными поясками в сопряжении гильза — блок;
усиления контроля за состоянием опорных и посадочных поверхностей в сопряжении гильза — блок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев М. А. Основные пути дальнейшего повышения надежности автомобильных двигателей. Конструкция автомо-

билей. Экспресс-информация. М.: НИИНавтотпром, вып. 2, 1978.

2. Зарубин А. и др. Резервы повышения эффективности двигателей ЗИЛ-130 в эксплуатации. — Автомобильный транспорт, № 3, 1977.

3. Чарычанский В., Финкельштейн Э., Кошкин К. Факторы, снижающие надежность блоков и гильз цилиндров. — Автомобильный транспорт, 1972, № 8.

4. Сыркин П. Э. Повышение надежности деталей цилиндро-поршневой группы двигателя ЗМЗ-24. — Автомобильная промышленность, 1975, № 12.

5. Карпенко В. В. Повышение безотказности газового стыка восьмицилиндрового V-образного двигателя. — Автомобильная промышленность, 1978, № 9.

Конструирование Исследование Испытания

УДК 629.114.4(47)МАЗ:658.62.018.2

О повышении качества и эффективности использования автомобилей МАЗ в народном хозяйстве

И. М. ДЕМИН

Белорусское объединение по производству большегрузных автомобилей им. 60-летия Великого Октября

Автомобильная промышленность, № 11, 1980 г.

БЕЛОРУССКОЕ объединение по производству большегрузных автомобилей им. 60-летия Великого Октября — одно из крупнейших производственных объединений, в известной мере уникальное, предприятия которого выпускают свыше 30 модификаций автомобилей грузоподъемностью от 8 до 20 т, более десяти наименований автомобильных прицепов и полуприцепов. Головное предприятие производственного объединения — Минский дважды ордена Ленина и ордена Октябрьской Революции автозавод, являющийся первенцем белорусского автомобильстроения, специализируется на выпуске автомобилей общетранспортного назначения, предназначенных для международных и междугородных перевозок, автомобилей-самосвалов, автомобилей-лесовозов и других специализированных автомобилей, прицепов и полуприцепов. Коллектив этого завода постоянно совершенствует конструкцию серийно выпускаемых автомобилей, добиваясь улучшения их технико-эксплуатационных показателей. Работа по улучшению качества, повышению надежности и долговечности автомобилей стала одной из важнейших составляющих заводской комплексной системы планирования и управления качеством выпускаемой продукции — системы, в которой ведущая роль принадлежит исследованию действительной эксплуатационной надежности, изысканию методов повышения как надежности, так и эксплуатационной технологичности автомобилей, снижения потребления запасных частей и других эксплуатационных расходов. Для этой системы нужна особо высокая достоверность информации, поэтому завод уже в течение многих лет проводит систематические наблюдения за эксплуатационной надежностью и технологичностью подконтрольных автомобилей в десятках опорных автомо-хозяйств, расположенных в различных дорожных и климатических районах страны (РСФСР, УССР, БССР, УзССР, ТаджССР, ЭстССР, ЛитССР).

Опыт взаимодействия с опорными хозяйствами положительно сказался не только на достоверности информации о качестве выпускаемой заводом техники. Его прямым результатом стала новая форма содружества коллективов заводов-изготовителей, научных и эксплуатационных организаций при решении комплексной проблемы повышения качества и долговечности автомобилей МАЗ: в 1972 г., впервые в стране, был заключен договор о научно-техническом сотрудничестве между Минским автозаводом, Ярославским моторным заводом, НАМИ, МАДИ и Московским автотранспортным комбинатом № II Главмосавтотранса — договор, который более восьми лет действует и активно влияет на работу всех участвующих в нем коллективов.

Договор ставил целью осуществить в 1972—1975 гг. мероприятия по увеличению пробега автомобилей МАЗ транспорт-

ного назначения до первого капитального ремонта в 1,5 раза, т. е. до 250 тыс. км, а в десятой пятилетке — до 300 тыс. км, кроме того, снизить затраты на техническое обслуживание и расход запасных частей, и все это — за счет повышения уровня надежности и совершенствования методов технической эксплуатации.

Вскоре аналогичный договор был заключен между Минским автозаводом, транспортными предприятиями БССР и Белорусским научно-исследовательским институтом автомобильного транспорта.

Опыт эксплуатации подтвердил, что уже в 1975 г. в результате осуществленных мероприятий ресурс автомобилей МАЗ-500А до капитального ремонта достиг 250 тыс. км, т. е., как и намечалось, превзошел первоначальное значение более чем в 1,5 раза.

Большая работа по повышению технического уровня и качества выпускаемых заводом изделий проведена при переходе на выпуск автомобилей семейства МАЗ-5335, которые по сравнению с автомобилем МАЗ-500А обладают улучшенными технико-эксплуатационными качествами, повышенным ресурсом и безопасностью движения, улучшенной комфорtabельностью и условиями труда водителя. Этому способствуют тормозная система с раздельными контурами привода колесных тормозов, воздушные баллоны увеличенной емкости, светотехническая аппаратура, соответствующая европейским требованиям, сиденье водителя с улучшенными амортизационными свойствами, удлиненная передняя рессора, измененная конструкция рамы, улучшенное уплотнение шарниров карданных валов, усиленные подшипники сателлитов колесной передачи, аккумуляторы большой энергоемкости (6 СТ-182 ЭМС), генератор мощностью 1000 Вт со встроенным реле-регулятором, дистанционный включатель «массы», панель приборов улучшенного вида, снижение усилий на педалях подачи топлива и тормоза и т. д.

Эксплуатационники высоко оценили и другие улучшения, осуществленные на автомобилях семейства МАЗ-5335: внедрение более совершенной заделки бачков радиаторов системы охлаждения и деталей крепления запасного колеса; улучшенных сиденья водителя и уплотнения кабины; спидометра бесконтактного типа; знака автопоезда на крыше кабины; раздельного крепления маслоуловителя заднего тормозного механизма; усиленной балки переднего ведущего моста и фланцев передней ступицы.

Коллективом завода проведены и многие другие мероприятия, повышающие качество выпускаемой им продукции. Например, на автомобиле МАЗ-516Б выполнены все те усовершенствования, которые хорошо зарекомендовали себя на

автомобилях МАЗ-5335: повышена долговечность ступиц колес полуприцепа МАЗ-5205А; введен уравновешивающий механизм прицепа МАЗ-8926; сделана более надежной гидросистема самосвального полуприцепа МАЗ-5232В; подготовлен к производству взамен полуприцепа МАЗ-5245 полуприцеп МАЗ-93801 с увеличенными емкостью и площадью кузова, унифицированной платформой с металлическими откидными бортами, задними буферами безопасности, запасным колесом. Полуприцеп приспособлен для установки дуг и тента платформы и для работы с автопогрузчиком, имеет стабилизатор попечной устойчивости, что повысило допустимую скорость его движения в составе автопоезда до 85 км/ч.

В августе 1979 г. закончились междуведомственные ресурсные испытания базового автомобиля МАЗ-5335. Он успешно выдержал эти испытания, и комиссия подтвердила, что пробег автомобиля до капитального ремонта составляет не менее 300 тыс. км. Более того, комиссия отметила, что ресурс автомобилей МАЗ-5335 еще не исчерпан, и рекомендовала продолжить испытания до 350 тыс. км.

Одновременно с мерами по повышению ресурса МАЗ-5335 приняты меры и по снижению трудоемкости его технического обслуживания. Испытания подтвердили возможность увеличить периодичность ТО-1 с 2500 до 3500 км и ТО-2 с 12 500 до 14 000 км, что равноценно снижению трудоемкости технического обслуживания примерно на 20%.

В работе по повышению ресурса автомобилей и автоприцепов, а также снижению трудоемкости технического обслуживания большую помощь заводу оказали научно-исследовательские институты НАМИ и БЕЛНИТИАТ. Кроме того, с БЕЛНИТИАТом проведено тщательное исследование приспособленности автомобилей МАЗ к диагностированию. Исследование показало, что из всех диагностируемых параметров могут быть проверены 75% параметров без дополнительных монтажно-демонтажных работ. Сейчас ведется работа по остальным диагностируемым параметрам.

Деловая связь с научно-исследовательскими и эксплуатирующими организациями способствует постоянному улучшению технико-эксплуатационных показателей автомобилей и принципов.

Если проследить за изменениями этих показателей, то можно заметить, что у автомобилей МАЗ постоянно улучшаются такие важнейшие показатели, как ресурс автомобиля, трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта, производительность транспортной работы, топливная экономичность, себестоимость автоперевозок, удельный расход металла в тоннах на 1000 км пробега.

Повышение надежности автомобилей и снижение трудоемкости технического обслуживания и ремонта улучшают коэффициент технической готовности, уменьшают время пребывания автомобилей на постах технического обслуживания и в ремонте, что приводит к повышению производительности транспортных средств.

Конструктивное совершенствование автомобилей, улучшение их технико-эксплуатационных качеств непосредственно влияют также на эффективность использования металла, заложенного в конструкцию автомобиля.

При каждой модернизации от МАЗ-500 до МАЗ-500А и затем до МАЗ-5335, несмотря на некоторое увеличение расхода металла, необходимого для повышения эксплуатационных качеств автомобиля (например, замена деревянной платформы металлической, введение эффективной системы тормозов и электрооборудования, соответствующих международным требованиям, снижение вибонагруженности для улучшения условий труда водителя, ряд мер по повышению надежности), производительность автомобиля за время работы до капитального ремонта постоянно повышалась, что снижало удельную металлоемкость изделий в расчете на 1000 т/км производительности автомобиля. В частности, расчеты показали, что удельная металлоемкость автопоездов (бортовых с прицепами или седельных с полуприцепами) в результате проведенных модернизаций снизилась в среднем на 40% при увеличении металлоемкости в среднем на 10%, а автомобилей-самосвалов — на 50% при увеличении металлоемкости всего на 3%. Это подтверждает, что весьма эффективным средством улучшения использования металла в конструкции автомобиля является совершенствование его технико-экономических качеств с обязательным повышением производительности при пробеге до капитального ремонта.

Проводимая Минским автозаводом модернизация положительно сказывается и на себестоимости транспортных перевозок. Так, если сравнить автомобили семейства МАЗ-5335 с автомобилями МАЗ-500А, то видно, что за счет применения радиальных шин вместо диагональных, изменения передаточных чисел заднего моста, улучшения плавности хода и тормозных качеств топливная экономичность автомобиля МАЗ-

5335 улучшилась на 4,6—11,7% при одновременном повышении скоростных качеств на 8—11,6%.

Постоянно модернизируя выпускаемые изделия, завод учитывает, что всякая модернизация имеет предел и наступает время, когда дальнейшее улучшение технико-экономических показателей автомобилей и автопоездов МАЗ уже не может быть выполнено без принципиальных изменений компоновки автомобилей и автопоездов в целом и их основных узлов и агрегатов. В связи с этим заводом разработано новое семейство автомобилей и автопоездов МАЗ-6422, которые, превосходя по своим технико-экономическим и эстетическим характеристикам все выпускаемые ныне отечественные автомобили, находятся на уровне лучших зарубежных аналогов.

Для достижения высокого технического уровня потребовалось создание ряда новых узлов и систем со значительно более высокими технико-эксплуатационными показателями (кабина, рама, ведущие мосты, раздаточная коробка, сцепное устройство, подвеска, рулевой механизм, тормозная система и др.). Однако, несмотря на это, уровень узловой и детальной унификации автомобилей МАЗ составляет 73—86%.

Главным направлением работ по новому семейству явилось дальнейшее увеличение производительности автопоездов за счет установки более мощных двигателей (206, 235, 265 л.с.), увеличения максимальных скоростей движения до 84—99 км/ч, применения многоступенчатых коробок передач и главных передач ведущих мостов с различными передаточными числами, дальнейшего повышения грузоподъемности автопоездов, а также применения автопоездов-контейнеровозов.

Принципиальной особенностью автомобилей указанного семейства является измененная компоновка. Сдвинутый вперед до отказа силовой агрегат и увеличенный передний свес автомобиля позволяют додгрузить передний мост до 6—6,5 т.

Автомобили создаются с учетом возможности повышения осевых нагрузок на ведущий задний мост (до 11,5 и 13 т) для двухосных и 20—22 т на ведущую тележку трехосных автомобилей). При этом допустимая масса автопоезда может быть увеличена до 52 т.

Компоновка автомобиля МАЗ-6422 выполнена так, что обеспечивает минимально возможную для него базу, а следовательно, и минимальный радиус поворота, соответствующий европейским требованиям по ширине коридора поворота автопоездов.

На автомобилях устанавливают два типа кабин: «большую», предназначенную для установки на автомобили, которые используются в составе автопоездов для международных и междугородных перевозок, и «малую», укороченную по длине, предназначенную для автомобилей-самосвалов, лесовозных тягачей и др.

Автомобили семейства МАЗ-6422 имеют ведущие мосты с планетарной колесной передачей, размещенной в штампосварном картере. Масса нового моста на 70 кг меньше, чем серийных мостов автомобиля МАЗ-500А, и долговечность (по результатам стендовых испытаний) выше в 2,7 раза. Семейство мостов имеет пять передаточных чисел, что позволяет обеспечить оптимальные скоростные и топливные характеристики в зависимости от полного веса и назначения автопоезда.

Для обеспечения требуемой ширины автомобиля (2500 мм) при установке различных шин и новых силовых агрегатов семейства ЯМЗ-840 рама автомобилей заужена в задней части и расширена спереди. Для изготовления рам приняты лонжероны увеличенной высоты, что позволило снизить напряженность рам на 30%, а срок их службы сделать равным сроку службы автомобиля.

Тормозная система, электрооборудование, активная и пассивная безопасность отвечают современным требованиям.

Внешний вид и общая композиция новых автомобилей соответствуют современным направлениям автомобильстроения. Весовые, тягово-скоростные характеристики, а также топливная экономичность (с новыми двигателями) автомобилей находятся на уровне аналогичных моделей зарубежных фирм.

В конструкции автомобилей учтены требования отечественных и международных стандартов и правил. Большое внимание при этом уделялось обеспечению требований по шумности, дымности, максимальному использованию грузоподъемности, повышенной коррозионной стойкости и особенно снижению трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта. В результате периодичность технического обслуживания автомобилей с новыми двигателями повышена для ТО-1 до 8000 км и для ТО-2 до 24 000 км.

Новые конструктивные решения обеспечили снижение удельной трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта почти в 3 раза против нормативов, установленных стандартом, а ресурс автомобилей до капитального ремонта доведен до 400 тыс. км.

С целью ускорения работ по созданию и внедрению новой техники за последние годы на заводе осуществлен комплекс мероприятий по укреплению собственного научно-технического потенциала за счет организации и развития конструкторско-экспериментальных служб, центральных заводских лабораторий по видам производства и основным технологическим направлениям. Это позволило сформировать заводской сектор науки, объединяющий пять конструкторско-технологических подразделений, 12 научно-исследовательских лабораторий, два экспериментальных цеха. В настоящее время в конструкторско-технологических службах и лабораториях работает более 1500 инженеров и техников, из которых более 500 человек участвуют в научных разработках. Ученую степень кандидата технических наук имеют 15 автозаводцев, а главный конструктор объединения «БелавтоМАЗ» М. С. Высоцкий доктор технических наук.

Существовавшие ранее формы связи науки с производством имели ряд недостатков, поскольку носили временный, случайный характер, сроки работ определялись годовыми коллективными хозяйственными договорами.

Выступая в сентябре 1974 г. на республиканском собрании партийного актива по проблемам совершенствования высшей школы, кандидат в члены Политбюро ЦК КПСС, первый секретарь ЦК КПБ П. М. Машеров указал на необходимость создания научно-учебно-производственных комплексов для улучшения подготовки высококвалифицированных специалистов и усиления связей науки с производством. Коллективы Минского автозавода и Белорусского политехнического института сразу откликнулись на это предложение, и уже в октябре 1974 г. партийные комитеты МАЗа и БПИ приняли решение об организации на общественных началах научно-учебно-производственного объединения МАЗ-БПИ. Созданным на основе этого решения объединением руководит совет, в состав которого вошли ведущие специалисты и представители партийных и других общественных организаций завода и института. Возглавляют совет два сопредседателя, имеющие равные права: от завода — генеральный директор, от БПИ — ректор.

Для подготовки вопросов к заседаниям совета и оперативного контроля за выполнением принятых решений создана рабочая группа объединения, которую возглавляют проректор института по научной работе и технический директор объединения, а для разработки и непосредственного выполнения планов сотрудничества по соответствующим направлениям — семь специализированных секций (конструкторская, технологическая, металлургическая, энергетическая, экономическая, учебно-методическая, общественно-политическая). При этом особо следует подчеркнуть роль общественно-политической секции, в совет которой вошли представители партийных, профсоюзных, комсомольских и общественных организаций завода и института. Эта секция координирует всю работу по осуществлению комплекса общественно-политических мероприятий, направленных на повышение идеино-политического воспитания студентов и молодых рабочих.

Эффективная форма укрепления связи науки с производством — организация на общественных началах в августе 1975 г. академического отдела проблемных исследований грузовых автомобилей, который с тех пор проделал значительную работу по созданию системы унифицированных автотранспортных средств большой и особо большой грузоподъемности. Опираясь на опыт этого отдела, президиум и партийный комитет АН БССР, президиум и совет секретарей партийных комитетов заводов объединения «БелавтоМАЗ» образовали на общественных началах научно-производственное объединение «Институты технического и физико-технического профиля Академии наук БССР — предприятия объединения «БелавтоМАЗ» (Автофизтех), в качестве основных направлений деятельности которого стали исследование и выбор основных направлений конструкции и технологических процессов изготовления автомобилей МАЗ, а также теории автомобилей применительно к большегрузным автомобилям и автопоездам. Объединение ставит целью широкое привлечение ученых академических институтов к работе по повышению уровня теоретической подготовки инженерно-технического персонала объединения «БелавтоМАЗ», научно-методическому руководству заводскими лабораториями.

Во исполнение требований XXV съезда Коммунистической партии Советского Союза и содержащихся в речах и выступлениях Генерального Секретаря ЦК КПСС, Председателя Президиума Верховного Совета СССР товарища Л. И. Брежнева указаниях о необходимости постоянного укрепления связей между наукой и производством коллективом объединения «БелавтоМАЗ» совместно с институтами АН БССР и вузами республики разработана республиканская программа работ по созданию системы унифицированных автотранспортных средств большой и особо большой грузоподъемности (СУАМ).

В теоретическом плане реализация программы включает в себя развитие теории автомобиля большой и особо большой грузоподъемности и основ его проектирования; в практическом — нацелена на создание и внедрение в производство семейства магистральных автомобилей и автопоездов для международных и междугородных перевозок (грузоподъемностью до 35 т), внедорожных самосвальных автомобилей и автопоездов для перевозки грунтов и скальных пород (грузоподъемностью 8—250 т), а также специализированных автомобилей и автопоездов; в организационном — соблюдение программно-целевых принципов планирования научно-технического прогресса, позволяющих не только быстрее внедрять в производство законченные научные разработки, но и планировать на перспективу развитие фундаментальных прикладных исследований, нацеленных на решение важнейших народнохозяйственных задач.

Современная автомобильная техника постоянно совершенствуется, возникают новые требования, определяющие ее технический уровень, и научно-техническое содружество с эксплуатирующими и научно-исследовательскими организациями — важнейший путь быстрейшего прохождения творческого решения до практического воплощения в народном хозяйстве.

УДК 629.113.001.2:351.81

Об освоении в производстве Правил ООН по конструкции транспортных средств

В. М. ЛОБОВА, Ю. К. ГАВРЮТИН, Ю. С. ЧУХУСТОВ

НАМИ

НА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ автозаводах, как и у производителей автомобилей за рубежом, часто возникают трудности при толковании технических положений ряда действующих Правил ООН и результатов проведенных по ним испытаний, а также сомнения относительно признания этих результатов компетентными органами стран-импортеров транспортных средств.

До внесения исправлений или принятых поправок к Правилам, устраняющих неоднозначность толкования технических положений, право толкования Правил принадлежит административному органу страны, уполномоченному выдавать клейма официального утверждения. Известно, например, что из-за неоднозначности толкования некоторых положений Правила ООН № 21 в настоящее время ни в одной стране не утверждена на соответствие указанным Правилам ни одна модель легкового автомобиля отечественного или зарубежного производства, несмотря на то, что они введены в действие уже в 11 европейских государствах.

Типовые трудности для автозаводов часто создает неоднозначность толкования некоторых действующих и подготовлен-

емых к введению международных предписаний, регламентирующих требования к ударно-прочностным характеристикам кузовов легковых автомобилей и системам индивидуальной защиты водителей и пассажиров.

Так, в результате неоднозначности толкования способа приложения момента к спинке сиденья, описанного в Правилах № 17, его стали считать приложенным относительно контрольной точки сиденья R с использованием спинной панели посадочного манекена [1]. При этом силы трения между панелью и сиденьем приводят к уменьшению нормативного момента, передаваемого на крепление спинки, и к несопоставимости результатов испытаний креплений сидений с разными характеристиками обивки. В связи с этим важную роль играет система государственной и отраслевой стандартизации в автомобилестроении, устраняющая неточности в Правилах ООН при их введении в нашей стране.

В общем случае при неоднозначности толкования международных предписаний при испытаниях и производственном освоении их на автозаводах можно рекомендовать до внесения исправлений или принятия поправок к Правилам вы-

бор такого толкования этих предписаний, которое приводит к более жестким нормативным требованиям или методам испытаний.

В ближайшем будущем наиболее существенному изменению в области распространения и техническом содержании (методах испытаний и нормативах) подвергнутся Правила № 9 (на внешний шум транспортных средств). Изменения будут осуществлены в три этапа. Первый этап — с 1 июня 1980 г. двухколесные мотоциклы с максимальной конструктивной скоростью более 50 км/ч исключены из Правил № 9 и охвачены новыми Правилами № 41; серия 02 поправок к Правилам будет отражать это решение. Второй этап — с 1 октября 1980 г. транспортные средства категорий M_1 , M_2 (с максимальной массой не более 3,5 т) и N_1 , N_2 , N_3 исключены из Правил № 9 и охвачены новым проектом Правил. На заключительном этапе, который начнется с 1 октября 1982 г., область применения Правил № 9 будет ограничена трехколесными транспортными средствами с максимальной конструктивной скоростью не более 50 км/ч, сельскохозяйственными тракторами и самоходными сельскохозяйственными машинами.

Официальные утверждения по Правилам № 9, включающим в себя поправку серии 01, теряют юридическую силу с 1 января 1983 г. для транспортных средств категорий M_1 , N_1 , N_2 и N_3 и с 1 января 1985 г. для транспортных средств категорий M_1 (с механической коробкой передач и числом передач более четырех), M_2 и M_3 .

В Правила № 15 по уровням токсичности транспортных средств с бензиновыми двигателями с 1 октября 1978 г. введена поправка серии 03. Предельно допустимые концентрации токсичных компонентов по отношению к нормативам, установленным этими Правилами с поправкой серии 02, составляют по CO , CH и NO_x соответственно 35, 25 и 15%. Готовится поправка серии 04, в соответствии с которой критерии токсичности будут объединять концентрации нескольких загрязняющих веществ. В основу измерения токсичности положен метод CVS.

| Контрольная мас- са КВ автомоби- ля в кг | Выброс CO в г/исп. | Выброс CH в г/исп. | Выброс NO_x в г/исп. |
|--|--------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|
| $KB \leq 1020$ | 58 | 19,0 | |
| $1020 \leq KB \leq 1250$ | 67 | 20,5 | |
| $1250 \leq KB \leq 1470$ | 76 | 22,0 | |
| $1470 \leq KB \leq 1700$ | 84 | 23,5 | |
| $1700 \leq KB \leq 1930$ | 93 | 25,0 | |
| $1930 \leq KB \leq 2150$ | 101 | 26,5 | |
| $2150 \leq KB$ | 110 | 28,0 | |

Основные направления развития Правил № 15 — дальнейшая детоксикация отработавших газов по сумме токсичных компонентов CO , CH и NO_x , нормирование бензипирина и других поликлинических ароматических углеводородов¹ в отработавших газах, нормирование испарения топлива, введение в качестве приложений к этим Правилам методов ООН по измерению мощности двигателя и потреблению топлива, а в перспективе — введение нового испытательного ездового цикла, характерного для городов не только европейских стран, но и других частей света.

Для всех категорий транспортных средств [1] область распространения Правил № 37 (по лампам накаливания) перекрывает область распространения Правил № 2 (по лампам для фар), и при наличии клейм на лампах по Правилам № 37 не требуется официального утверждения по Правилам № 2.

С 1 октября 1981 г. не будут выдаваться новые утверждения ламп на соответствие Правилам № 2. Соответствующие положения, касающиеся официального утверждения используемых в автомобильных фарах электрических ламп накаливания, будут включены в Правила № 37, действующие с 1 ноября 1977 г.

¹ В настоящее время не установлено, является ли наличие бензипирина надежным свидетельством того, что в отработавших газах присутствуют и другие ароматические многоатомные соединения.

Неоднозначность толкования Правил № 1 и № 2 в вопросах обязательности утверждения фар ближнего света (при четырехфарной системе) и дальнего света может быть устранена — при отсутствии разрешения компетентных органов страны-импортера — путем дополнительного официального утверждения этих фар. Для всех категорий мотоциклов, легковых и грузовых автомобилей, автобусов важная роль должна быть отведена переходу на системы головного освещения с галогенной горелкой (применение Правил № 20 и № 31 взамен Правил ООН № 1 и № 2 в зависимости от особенностей условий эксплуатации).

Применение в лампах накаливания галогенного газа (обычно паров йода) позволило значительно повысить температуру спиральной нити накала без сокращения срока службы лампы. В соответствии с порядковым номером разработки галогенные лампы в автомобилестроении получили обозначения H_1 , H_2 , H_3 , H_4 (лампы H_2 не нашли практического применения). Их устанавливали в дополнительных фарах, используемых как противотуманные и для дальнего света. Лампы H_1 и H_3 отличаются друг от друга своими светотехническими характеристиками, а также расположением тела накала: в лампе H_1 — в направлении оптической оси, а в лампе H_3 — в поперечном направлении. Это имеет существенное значение, так как лампы H_3 применяют в фарах дальнего света и в противотуманных фарах, а лампы H_1 , обеспечивающие необходимую резкую границу освещенности между светом и тенью, в фарах ближнего света.

Сравнение нормируемых величин по Правилам № 2 и № 20 позволяет получить представление об улучшении, которое дает использование двухнитевой галогенной лампы H_4 . Согласно Правилам № 2 лампами ближнего света при напряжении 13,2 В и потреблении мощности приблизительно 45 Вт вырабатывается световой поток, равный 500 лм. В случае применения ламп H_4 (ближнего света) с тем же напряжением и потреблением мощности 60 Вт световой поток будет равен 1000 лм. При дальнем свете световой поток составляет 770 лм при потребляемой мощности 50 Вт и 1650 лм при 70 Вт. Таким образом, с повышением мощности на 35% световой поток увеличивается примерно на 100% при ближнем свете. Благодаря соответствующей конструкции фары и ее рассеивателя обзорность правой стороны проезжей части дороги увеличивается приблизительно на 20 м.

Основное преимущество фары с лампой H_4 (Правила № 20) заключается в том, что она способствует лучшему восприятию предметов в пределах освещенности.

К числу не решенных пока на международном уровне проблем следует отнести также невозможность утверждения по Правилам № 37 двухнитевой лампы для двухрежимных указателей поворота и сигналов торможения (утверждение предусматривается Правилами № 6 и № 7).

С ростом числа Правил ООН увеличивается количество технических предписаний, общих для многих Правил и повторяющихся в некоторых разрабатываемых проектах Правил. Введение поправок в них требует внесения соответствующих поправок во все утвержденные Правила ООН, которые содержат идентичные предписания. В связи с этим необходимо разработать «справочные» Правила, содержащие:

1) методы определения фото- и колориметрических характеристик, общие для всех светотехнических Правил ЕЭК ООН (№ 1—8, 19, 20, 23, 31 и 37) и ряда проектов Правил;

2) методы испытаний рассеяния энергии для Правил № 21 и ряда проектов Правил;

3) методы испытаний наезд сзади для Правил № 32 и № 34 и ряда проектов Правил;

4) методы испытаний на фронтальный удар для Правил № 33 и № 34 и ряда проектов Правил;

5) процедуру определения контрольной точки сиденья Н и угла наклона спинки сиденья для Правил № 14, 17, 21, 25, 29, 32—35 и ряда проектов Правил [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Международные предписания по безопасности конструкции транспортных средств /В. М. Лобова, Ю. М. Немцов, А. Н. Смирнов, Ю. С. Чухустов.— Автомобильная промышленность, 1978, № 11, с. 39—41.

2. Посадочный манекен и его применение при проектировании и испытании автомобилей на безопасность /М. А. Андронов, Ф. Е. Межевич, В. Н. Фридлянов, Ю. С. Чухустов.— В сб. Автомобилестроение. М.: НИИИнавтпром, 1971.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!
 Редакция журнала доводит до сведения, что с 1980 г. введен Стандарт СЭВ 1052—78 «Метрология. Единицы физических величин». В связи с этим необходимо готовить статьи, присылаемые в редакцию, только в соответствии с новым стандартом.

К вопросу исследования напряженно-деформированного состояния кузовов автобусов

д-р техн. наук Н. Ф. БОЧАРОВ, В. Н. ЗУЗОВ,
канд. техн. наук Н. И. ВОРОНЦОВА, Н. И. БЕЛЯКОВ, канд. техн. наук В. А. ПЕТУШКОВ

МВТУ им. Н. Э. Баумана

ДЛЯ СНИЖЕНИЯ материоемкости автомобилей и автобусов в современных условиях широко используют ЭВМ как при проектировании новой конструкции, так и для автоматизации процесса производства, что позволяет значительно сократить время от начала разработок до начала эксплуатации.

Чтобы проектируемый объект отвечал всем современным требованиям, необходима его оптимизация по основным параметрам. Одним из наиболее важных моментов общей задачи оптимизации является определение напряженно-деформированного состояния объекта, так как без обеспечения заданных прочностных и деформационных ограничений нельзя выполнить поставленную задачу. Вместе с тем, если методы, на которых базируется прочностной анализ, недостаточно эффективны, то достижение цели оптимизации конструкций также проблематично.

Для решения задачи оптимального проектирования необходимы: высокая точность; оперативность получения результатов; универсальность; существенная ориентация на ЭВМ с целью рассмотрения большого числа вариантов; возможность анализа как всей конструкции, так и составных ее частей при наиболее общих условиях нагружения.

Был осуществлен анализ напряжено-деформированного состояния кузова автобуса в целом и отдельных его частей при статическом нагружении, а также оценена эффективность применения метода конечных элементов для такого анализа.

Основным вопросом расчета является составление схемы автобуса. Число элементов и узлов в ней (при разбиении на конечные элементы) должно быть относительно небольшим, чтобы требуемое время для подготовки данных и собственно расчета на ЭВМ было бы минимально возможным и меньше проявлялись бы ошибки округления при решении системы уравнений метода конечных элементов.

Вместе с тем число элементов и узлов должно быть достаточно для описания геометрии кузова и достижения требуемой точности [1]. С целью составления расчетной схемы использованы стержневые и оболочечные пространственные элементы.

Известно [2], что основную долю нагрузок воспринимает каркас, образующий пространственную стержневую систему, которая достаточно хорошо описывается стержневыми конечными элементами, повторяющими конструктивные формы (узловые точки в расчетной схеме совпадают с узловыми точками в конструкции) [1 и 3]. При этом по возможности выдерживается требование о равномерной жесткости конечных элементов с целью получения хорошей обусловленности матрицы жесткости системы.

Узловые точки располагаются на пересечении осевых линий в стержнях, проходящих через центры тяжести сечений (или центры изгиба и кручения, так как поперечные сечения стержней имеют две оси симметрии). В ряде случаев допускается некоторое смещение осей элементов по отношению к осям элементов в реальной конструкции. Однако смещающиеся по возможности должны те элементы, у которых предположительно доля участия в работе конструкции наименьшая.

Влиянием усиливающих элементов (например, косынок) для оконных и дверных стоек, так же как для некоторых элементов основания, пренебрегают. Криволинейные элементы заменяют набором прямых.

Как показал анализ рамы автомобиля ЗИЛ [3], все описанное выше упрощения существенно не влияют на напряженно-деформированное состояние объекта в целом и имеют локальный характер. Однако для уточнения значений перемещений в этих локальных зонах можно воспользоваться известными из общего расчета граничными для данной зоны

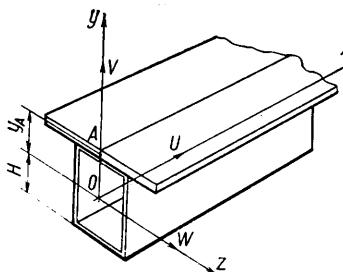


Рис. 1. Схема вынужденного взаимодействия стержня и пластиинки в точке A

перемещениями и сделать более тонкую ее разбивку на конечные элементы. В частности, для последующего уточнения характера распределения перемещений и напряжений в зонах крепления оконных и дверных стоек к подоконному и надоконному поясам эти стойки следует описывать не менее чем двумя элементами.

Важным моментом при составлении расчетной схемы является способ учета обшивки. Способ разбиения обшивки и пола требует специального анализа.

Для удовлетворительного описания изгибного состояния пластины на участке между стержнями необходимо использовать такое разбиение, чтобы между границающими стержнями могло расположиться не менее трех элементов [1]. Однако ввиду того, что обшивка кузова воспринимает в основном нагрузки в своей плоскости, преобладающим является мембранный режим. Поэтому можно использовать более грубую дискретизацию, поскольку указанное состояние менее чувствительно к характеру разбиения [4]. Дополнительное приближение к реальным условиям совместной работы пластинчатых и стержневых элементов (рис. 1) осуществляется за счет учета эксцентричного расположения линии взаимодействия стержня и пластиинки по отношению к оси стержня (или винцентренного взаимодействия, поскольку стержни имеют две оси симметрии).

Базируясь на гипотезе В. З. Власова для тонкостенных стержней замкнутого профиля о недеформируемости контура поперечного сечения, можно установить связь между обобщенными перемещениями на оси стержня и в любой точке на контуре (в данном случае между точками O и A соответственно):

$$\begin{aligned} V_A &= V_0 - z_A \theta_x + x_A \theta_z; \\ W_A &= W_0 + y_A \theta_x - x_A \theta_y; \\ U_A &= U_0 - y_A \theta_z - z_A \theta_y, \end{aligned} \quad (1)$$

где x_A, y_A, z_A — расстояния между точками O и A вдоль соответствующих осей;
 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ — углы поворота сечения относительно осей x, y, z соответственно.

Используя обычные соотношения векторной алгебры, матрицу жесткости стержневого элемента K в глобальной системе координат можно получить через ее значения K' в локальной системе:

$$[K] = [N]^T [K'] [N], \quad (2)$$

где $[N]$ — матрица направляющих косинусов;
 T — знак транспонирования.

В локальной системе координат связь между перемещениями U и усилиями P в точках O и A в матричном виде для локальной системы координат имеет вид

$$\begin{aligned} \{U'_A\} &= [W'] \{U'_O\}; \\ \{P'_A\} &= [W'] \{P'_O\}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $[W']$ — матрица преобразований перемещений, полученная из уравнения (1) для локальной системы координат.

Аналогично для глобальной системы

$$\{U_A\} = [W] \{U_O\}. \quad (4)$$

Связь между перемещениями в локальной $\{U'_O\}$ и глобальной системах $\{U_O\}$ координат

$$\{U'_O\} = [N] \{U_O\}. \quad (5)$$

Используя систему

$$[K] \{U\} = \{P\}, \quad (6)$$

уравнение

$$[W] = [N]^T [W'] [N] \quad (7)$$

и свойство

$$([N] [W])^T = [W]^T [N]^T, \quad (8)$$

можно получить соотношение

$$[K_A] = [L]^T [K'_0] [L], \quad (9)$$

где $[L] = [N] [W]$;

$[K'_0]$ — «обычная» матрица жесткости элемента относительно локальной системы координат;
 $[K_A]$ — приведенная к точке A матрица жесткости элемента в глобальной системе координат.

Вектор усилий $\{P'_A\}$ в локальной системе координат можно получить, используя выражения (5) и (6):

$$\{P'_A\} = [K'_A] [N] \{U_A\}. \quad (10)$$

Из выражения (3) можно определить усилия для центральной точки O :

$$\{P'_O\} = [W']^{-1} \{P'_A\}. \quad (11)$$

Величину $[W']^{-1}$ получают из $[W']$ путем смены знака у всех недиагональных элементов.

Используя соотношения (4) и (7), можно легко определить граничные перемещения в нужных на контуре точках и использовать их для выделения подконструкции.

Для данного автобуса из рис. 1

$$\begin{aligned} y_{A1} &= y_{A2} = H + t/2; \\ z_{A1} &= z_{A2} = 0, \end{aligned} \quad (12)$$

где t — толщина пластины;

y_{A1}, y_{A2} — соответственно координаты в первом и втором узле.

Вследствие этого для оценки степени влияния обшивки на точность результатов будут рассмотрены три случая: учтены эксцентрикитеты линий взаимодействий стержней и пластинок по отношению к продольным осевым линиям в стержнях; пластинчатые конечные элементы расположены в плоскости, проходящей через центры граничащих стержней; работает только каркас.

При разбиении обшивки на конечные элементы необходимо также учитывать характер и места крепления к элементам каркаса. Как правило, крепление осуществляется либо заклепками, либо точечной сваркой с достаточно частым шагом, в связи с чем в этих зонах элементы стержней и пластинок должны иметь общие узлы.

Полученная таким образом расчетная схема кузова автобуса имеет 856 элементов (из которых 680 стержневых) и 394 узла. Типовой элемент расчетной схемы (задняя половина правой боковины) показан на рис. 2. Чтобы она была полной, необходимо задать граничные условия и приложить внешние нагрузки. Согласно методике НАМИ [5] в качестве основных типов нагрузок кузова автобуса принимаются симметричные (вызывающие изгиб) и кососимметричные (вызывающие кручение).

Для данного автобуса использована комбинированная подвеска, состоящая из рессор и пневмобаллонов. Реакции в системе подвески со стороны дороги определяются для мест крепления рессор и пневмобаллонов пропорционально их жесткостям и прикладываются в виде сосредоточенных в узлах нагрузок. Однако для некоторых узловых точек задают ограничения перемещений; так, например, узлы, соответствующие вертикальной оси пневмобаллонов передней подвески, закреплены от перемещений по осям y и z для правой опоры и по оси y для левой. В задней подвеске закреплены также два узла, соответствующие месту крепления рессоры к основанию и расположенные ближе к задней части кузова, с правой стороны кузова — от перемещений в направлениях x , y и z , с левой — от перемещений по оси y . В случае моделирования вывешивания одного из колес соответствующая опора в передней части кузова устраняется.

При вычислении реакций в элементах подвески учитывают ее конструктивные особенности и жесткость. Поскольку нагрузка распределена неравномерно относительно продольной оси автобуса, то с целью определения степени восприятия этой нагрузки элементами подвески задают четыре варианта реакции (без учета дополнительного скручающего момента; с 20%, с 50% и со 100% учетом этого момента), которые учитывают перегрузку левой половины основания по сравнению с правой. Реакции определяются без введения динамических факторов аналогично условиям эксперимента.

При моделировании граничных условий для изгиба и кручения помимо описанного выше был опробован упрощенный вариант представления задней и передней подвесок. Вся

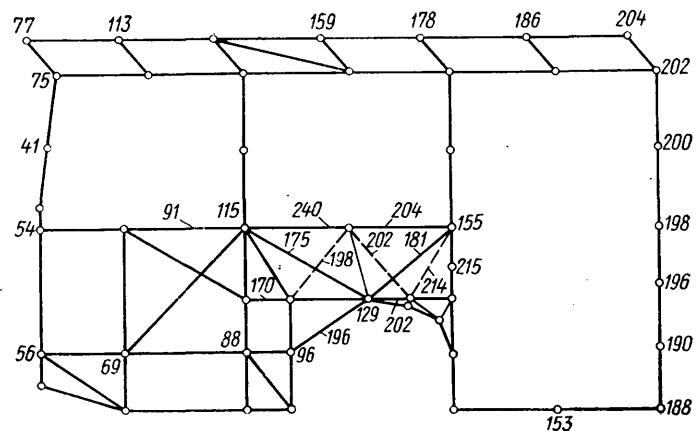


Рис. 2. Конечно-элементная модель кузова автобуса

задняя подвеска сводилась к двум опорам в узлах, лежащих в вертикальной плоскости, проходящей через задний мост. Аналогично это было проделано и для передней опоры.

Расчет на изгиб и кручение осуществлялись для указанных выше трех случаев учета обшивки и четырех случаев учета дополнительного скручающего момента для соответствующих типов граничных условий.

Анализ расчетных данных для изгиба свидетельствует о том, что при 100%-ном учете дополнительного скручающего момента суммарное значение нормальных напряжений превышает в среднем на 5—7% их значения относительно 0% действия момента. Сопоставление с экспериментальными данными позволяет сделать вывод, что для данного конкретного типа кузова следует учитывать полное перераспределение реакций от дополнительного скручающего момента. В противном случае суммарные нормальные напряжения будут иметь соответственно заниженные значения. Сопоставление результатов расчета для двух типов граничных условий (для изгиба) с экспериментальными данными свидетельствует о том, что в случае упрощенного представления граничных условий погрешность результатов больше, чем для более точного их представления. Для лонжеронов, подлокотника пояса и оконных стоек задней половины кузова она достигала 80—100%. Вследствие этого упрощенное представление реакции от системы подпрессоривания в расчетной схеме не может быть рекомендовано (т. е. следует использовать более точное представление).

Полученные расчетные значения позволяют также оценить количественное соотношение между шестью силовыми факторами в узле. Во многих стержнях преобладающее значение имеет изгибающий момент, вектор которого лежит в плоскости взаимодействия с другими стержнями (например, в плоскости основания). Однако пренебрежение всеми остальными компонентами силовых факторов приводит к существенным искажениям окончательных результатов и особенно при установлении перераспределения значений напряжений по сечению стержня.

Основные результаты расчета на прочность при изгибе для кузова опытного автобуса средней вместимости приведены на рис. 3. На рис. 3, а показан эпюра нормальных напряжений для правого нижнего угла (в сечении) правого лонжерона основания, а на рис. 3, б — для правого надоконного пояса.

При расчете на кручение ставились те же три задачи, что и при изгибе. Рассматривались те же три случая учета обшивки и четыре случая учета дополнительного скручающего момента, а также упрощенный вариант представления граничных условий.

Разница между полученными из расчета напряжениями для максимального и минимального учета дополнительного скручающего момента в среднем составляет 10—15%. Причем сопоставление с экспериментальными данными позволяет сделать вывод, что следует учитывать 100%-ное значение этого момента, в противном случае, как при изгибе, напряжения будут соответственно занижены.

Расчетные данные для упрощенного представления системы подпрессоривания значительно превышают экспериментальные значения (особенно для элементов задней половины кузова) и аналитические при более подробном представлении подвески.

Важным параметром, позволяющим оценить жесткость кузова на кручение и соответственно его работоспособность, является угол закручивания по длине. В результате сопоставления расчетных углов с экспериментальными можно судить о правильности составления расчетной схемы.

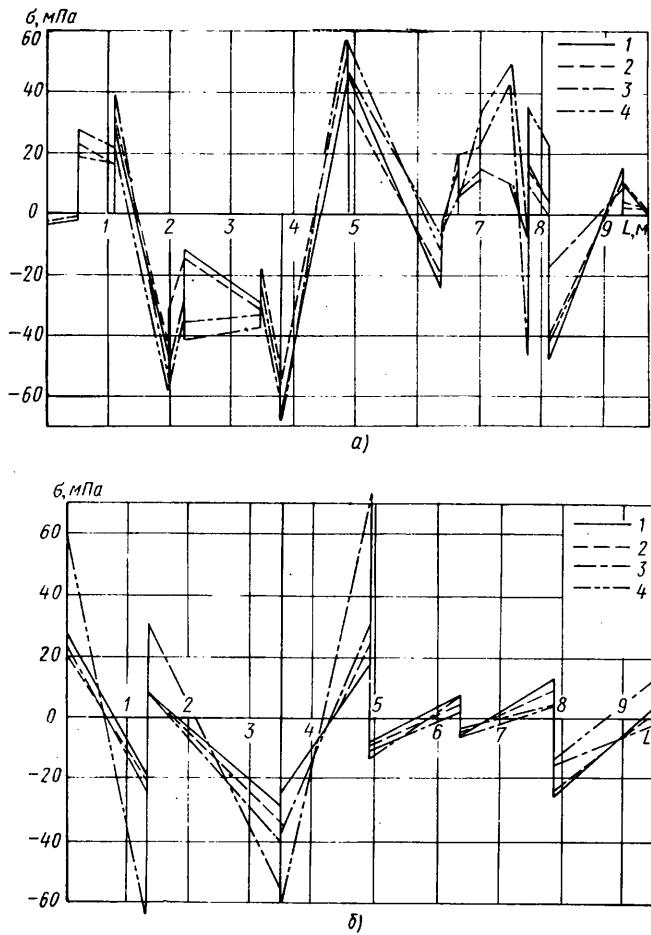


Рис. 3. Эпюры нормальных напряжений для правого нижнего угла (в сечении) правого лонжерона (а) и правого подоконного пояса (б):
1 — экспериментальные данные; 2 — пластины эксцентрических стержней;
3 — пластины находятся в плоскости стержней; 4 — каркас без обшивки

На рис. 4 сопоставлены аналитические значения для трех описанных выше способов учета обшивки с усредненными экспериментальными. Номера на этом рисунке соответствуют номерам оконных стоек. Кроме того, представлены относительные значения углов. Для получения абсолютных величин в расчете необходимо учитывать жесткостные параметры элементов подвески и шин (в общем случае нелинейные), что может значительно усложнить расчет.

Из рис. 4 следует, что в зоне максимальных значений углов закручивания расчетные значения отличаются от экспериментальных на 8,7; 25 и 33,7% для описанных выше способов учета обшивки и пола соответственно, т. е. способ учета эксцентрикитетов линий взаимодействия стержней и пластинок наиболее предпочтителен. Некоторые отклонения расчетных значений от экспериментальных вызваны, очевидно, не совсем точным представлением граничных условий.

Большой практический интерес имеет определение деформаций окон и дверей. Эти деформации можно легко определить аналитическим путем. В таблице сопоставлены экспериментальные и аналитические результаты деформаций в левом и правом проемах ветровых окон при кручении. Цифрами 1, 2, 3 помечены описанные выше способы учета обшивки.

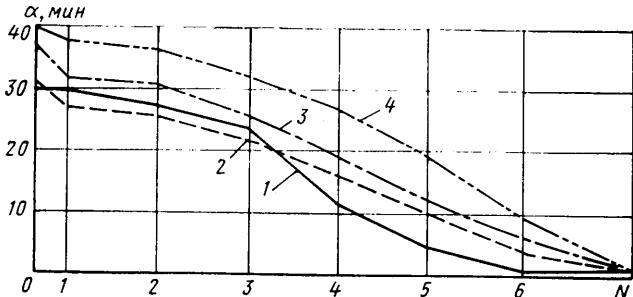


Рис. 4. Углы закручивания кузова автобуса при кручении (обозначения те же, что на рис. 3)

| Узлы | Перемещение вдоль диагонали в см | | | Экспериментальные данные в см | Относительная погрешность в % | | |
|-------------|----------------------------------|----------|--------|-------------------------------|-------------------------------|------|-----|
| | 1 | 2 | 3 | | 1 | 2 | 3 |
| 388 | -0,4821 | -0,7273 | 2,944 | -0,55 | 12,3 | 32 | — |
| 348 | -0,4932 | -0,07501 | 2,873 | +0,60 | 17,8 | 25 | — |
| 381 | | | | | | | |
| 353 | | | | | | | |
| Левое окно | | | | | | | |
| 372 | 0,5624 | 0,0814 | 1,3344 | +0,65 | 13 | 87 | 105 |
| 388 | | | | | | | |
| 354 | -0,5439 | 0,0320 | 1,3428 | -0,60 | 9,3 | 94,7 | 124 |
| 381 | | | | | | | |
| Правое окно | | | | | | | |

Расчетные данные свидетельствуют о том, что только первый случай учета обшивки позволяет получить хорошее совпадение с экспериментом.

При создании новой конструкции несущей системы конструктор, как правило, сталкивается с проблемой выбора наилучшего конструктивного решения как конструкции в целом, так и отдельных узлов или областей (подконструкций) несущей системы (например, выбор наиболее эффективного способа усиления узлов, подкрепления или же наилучшей формы образования силовой схемы и т. д.). В частности, в процессе проектирования и доводки кузова автобуса было предложено два варианта расположения стяжек для правой и левой боковин между элементами, являющимися продолжением оконных или дверных стоек и примыкающими к подоконным поясам. Оба варианта показаны на рис. 2. Первому из них (номер его выбран условно) соответствует расположение балочных элементов 175 и 181, а второму — 198, 202, 214. Расчет на общую прочность проводили поочередно для первого и второго варианта схем для четырех аналогичных зон кузова автобуса, причем для первого варианта элементы 198 и 202 соединялись в узлах 115 и 129, 129 и 155 соответственно, а элемент 215 являлся фиктивным. Аналогично это происходит для трех подобных областей кузова. На рис. 2 объединение стержней задней половины правой боковины в форме, соответствующей второму варианту, показано лишь с иллюстративной целью. Наилучшей формой, очевидно, будет та, при которой величины напряжений и перемещений для всех элементов зоны будут иметь малый разброс и минимальное абсолютное значение по сравнению с другими вариантами (как показывают расчет и экспериментальные данные, особенно этого следует добиваться для оконных и дверных стоек, а также элементов надоконного и подоконного поясов).

Чтобы результаты анализа различных вариантов были правомерными, необходимо очень тщательно для каждой конкретной подконструкции выбирать граничные узлы, так как в общем случае изменение жесткостных параметров в одной зоне может повлечь за собой существенные изменения и в других. При таком выборе нужно основываться на параметрах, определяемых из расчетов на общую прочность для режимов изгиба и кручения. К этим параметрам относятся жесткости, перемещения и силовые факторы элементов для всех заданных случаев нагружения.

Для исследования задней половины правой боковины были выбраны граничные узлы 56, 54, 41, 75, 77, лежащие на границе правой боковины и задней части кузова; 77, 113, 170, 159, 178, 186, 204, относящиеся к крыше; 56, 69, 88, 96; 155, 153, 188, граничащие с основанием, и 204, 202, 200; 198, 196, 190, проходящие по правой дверной стойке среднего дверного проема.

Помимо описанных выше двух вариантов соединения стержневых элементов было рассмотрено еще несколько производных, которые либо увеличивали жесткость в зоне, лежащей ниже подоконного пояса (ограниченного элементами 91, 240, 204), либо уменьшали ее.

Общее время решения на ЭВМ ЕС-1022 одного варианта для данной подконструкции составило 6 мин. Результаты решения показали, что лишь для первого варианта распределение напряжений можно считать удовлетворительным. Все другие варианты в лучшем случае приводили к некоторому снижению напряжений в зоне, расположенной левее средней оконной стойки, и более существенному увеличению в дверной стойке и примыкающих к ней элементах.

Поскольку заданные граничные перемещения соответствуют второму варианту, представляет интерес оценка дополнительной погрешности результатов для подконструкции по сравнению с решением для кузова в целом. С этой целью решена задача по определению общей прочности кузова на изгиб и кручение соответственно для двух вариантов соединения.

нения элементов. Общее решение подтвердило характер, полученный при исследовании подконструкции. Установлено, что расхождения абсолютных значений больше проявляются в граничных элементах, а также в дверной стойке (в данном случае в этих элементах подконструкции напряжения завышены в среднем на 20—25%). В зоне наибольшего расхождения (элементы дверной стойки) максимальные отклонения абсолютных значений напряжений для подконструкции в данном случае превышают в 2 раза погрешность сопоставления расчета на общую прочность с экспериментальными данными для этих элементов. Однако для проектных расчетов эти отклонения абсолютных значений лежат в допустимых пределах.

Приведенный выше пример не исчерпывает все возможности алгоритма для проектных или доводочных расчетов. Он может быть также реализован в случае исследования изменений напряженно-деформированного состояния кузова в зоне возникшей трещины и оценки ее влияния, для установления оптимального шага сварки и многих других важных инженерных задач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Зузов В. Н. Проблемы использования метода конечных элементов для исследования несущей способности кузова автобуса. — Известия вузов. Машиностроение, 1978, № 11, с. 87—91.
- Гельфгат Д. Б. Прочность автомобильных кузовов. М.: Машиностроение, 1972. 114 с.
- Тензометрирование деталей автомобиля / Н. И. Воронцов, Д. Б. Гельфгат и др. М.: Машгиз, 1962, 231 с.
- Выбор и обоснование расчетных схем для исследования напряженно-деформированного состояния тонкостенных стержневых конструкций / Н. Ф. Бочаров, В. А. Петушкиков, В. Н. Зузов и др. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3, с. 15—17.
- Петушкиков В. А., Зузов В. Н. Влияние сдвигов на подкрепление оболочек с вырезами. — Машиноведение, 1980, № 2.

УДК 629.113.012.3—752

О стабилизации и колебаниях управляемых колес автомобиля

Канд. техн. наук Д. Ф. ФОРТУНКОВ

Горьковский автозавод

СТАБИЛИЗАЦИЯ и колебания управляемых колес являются видами одного и того же единого процесса, поэтому следует их рассматривать вместе при исследовании устойчивости движения управляемых колес автомобиля относительно их нейтрального положения.

Стабилизацией называют свойство управляемых колес возвращаться самостоятельно из любого повернутого положения в нейтральное положение при свободном рулевом колесе.

Рассмотрим стабилизацию управляемых колес при движении автомобиля по прямой. На поворотный кулак действуют со стороны дороги следующие силы и моменты: нормальная нагрузка на колесо G ; сила сопротивления качению P_f ; попечная сила увода F_δ , вызванная схождением колес; попечная сила увода F_α , вызванная развалом колес; стабилизирующий момент M_δ от схождения колес; стабилизирующий момент M_α от развала колес.

Результирующий стабилизирующий момент относительно шкворня определяет направление, в котором колесо стремится повернуться назад к положению обратного схождения или вперед к положению увеличения схождения. На рис. 1, а—в приведена схема правого управляемого (переднего) колеса в положении прямолинейного движения.

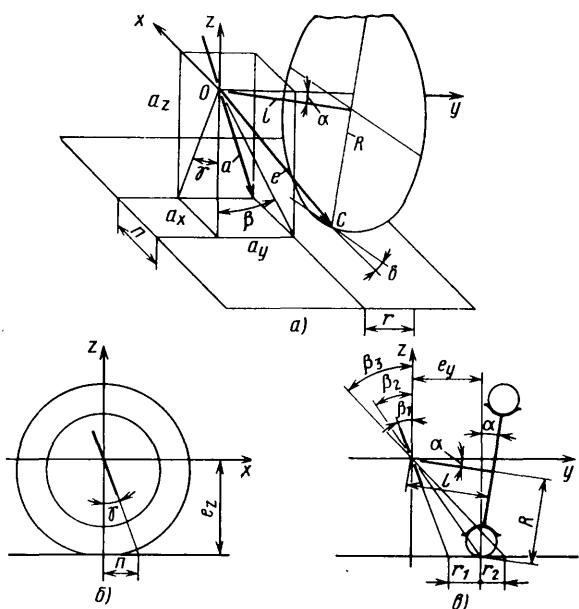


Рис. 1. Геометрические параметры управляемых колес

Обычно встречающимся схождениям колес соответствуют углы увода, составляющие несколько десятых градуса, поэтому пренебрегают вызванным смещением средней точки контакта c , которое приводит к незначительной неточности расчета. При расчете используют обозначения, приведенные на рис. 1.

Определив моменты M_G от вертикальной нагрузки G и M_f от силы сопротивления качению P_f , и сделав некоторые преобразования, получим выражение [1] для суммарного момента относительно шкворня от сил G и P_f , при $r > 0$

$$M_{Gf} = \frac{G}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \gamma + 1}} [r(f - \operatorname{tg} \gamma) + n \operatorname{tg} \beta], \quad (1)$$

где r — плечо обкатки колеса вокруг шкворня;
 n — плечо стабилизации.

Анализ уравнения (1) показал, что величина суммарного момента зависит не от развала и схождения колес, а от углов наклона шкворня и плеча обкатки, плеча стабилизации и нагрузки на колесо.

При $r < 0$ уравнение (1) примет вид

$$M_{Gf} = \frac{G}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \gamma + 1}} [r(\operatorname{tg} \gamma - f) + n \operatorname{tg} \beta], \quad (2)$$

а при $r = 0$

$$M_{Gf} = \frac{G n \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \gamma + 1}}. \quad (3)$$

Сравнивая уравнения (1) — (3), видим, что с изменением знака плеча обкатки r или плеча стабилизации n изменяется знак момента M_{Gf} в зависимости от величины коэффициента сопротивления качению f . При большой величине f этот момент становится положительным и стремится повернуть колеса в сторону обратного схождения при $r > 0$. В случае небольшого значения f момент M_{Gf} при $r > 0$ отрицателен и стремится повернуть колеса в сторону увеличения схождения. Отрицательное значение продольного угла наклона шкворней γ создает положительный момент M_{Gf} , стремящийся повернуть колеса в сторону обратного схождения, т. е. расходения.

Момент M_{Fa} от попечных сил, вызванных развалом относительно шкворня, определяется из выражения [1]

$$M_{Fa} = (-l \sin \alpha - R \cos \alpha) \frac{G \operatorname{tg} \gamma \sin \alpha}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \gamma + 1}}. \quad (4)$$

Момент $M_{F\delta}$ от попечной силы, вызванной схождением, определяется из выражения [1]

$$M_{F\delta} = (l \sin \alpha + R \cos \alpha) \frac{\operatorname{tg} \gamma F_\delta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \gamma + 1}}. \quad (5)$$

Моменты M_{ma} и M_{mb} , действующие вокруг шкворня и выз-

| β в град | γ в град | α в град | δ в град | M_G в Н·м | M_f в Н·м | M_{ma} в Н·м | $M_{m\delta}$ в Н·м | M_{Fa} в Н·м | $M_{F\delta}$ в Н·м | M_{pes} в Н·м |
|---------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|----------------|----------------|-------------------|------------------------|-------------------|------------------------|--------------------|
| Автомобиль ГАЗ-24 «Волга» | | | | | | | | | | |
| 4,5 | -1,0 | 0,0 | 0,0 | 6,10 | 4,80 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | +10,90 |
| 4,5 | -1,0 | 0,5 | 0,2 | 5,90 | 4,60 | 2,40 | 5,80 | 0,26 | -1,05 | 17,85 |
| 4,5 | -1,0 | 0,5 | 0,4 | 5,90 | 4,60 | 2,40 | 13,00 | 0,21 | -2,10 | 24,00 |
| 8 | -1,0 | 0,0 | 0,4 | 6,50 | 4,00 | — | 13,00 | — | — | 28,00 |
| 8 | -1,0 | 0,0 | 0,0 | 6,50 | 4,00 | — | — | — | — | 10,50 |
| 8 | -3,0 | 0,0 | 0,0 | 20,50 | 4,00 | — | — | — | — | 24,50 |
| 8 | +3,0 | 0,0 | 0,0 | -20,60 | 4,00 | — | — | — | — | -16,60 |
| 13 | +3,0 | 0,0 | 0,0 | -20,23 | 1,48 | — | — | — | — | -18,75 |
| 13 | -3,0 | 0,0 | 0,0 | 20,22 | 1,48 | — | — | — | — | 21,70 |
| 13 | -1,0 | 0,0 | 0,0 | 6,78 | 1,48 | — | — | — | — | 8,26 |
| Автомобиль ГАЗ-66 | | | | | | | | | | |
| 9 | +3,5 | 0,0 | 0,0 | -180,35 | 13,85 | — | 100,00 | -6,17 | 67,54 | -166,85 |
| 9 | +20,0 | 0,0 | 0,0 | -593,44 | 13,04 | — | — | — | — | +2,88 |
| 9 | +30,0 | 0,0 | 0,0 | -905,95 | 12,15 | — | — | — | — | -584,0 |
| 9 | -2,0 | 0,0 | 0,0 | 62,61 | 13,89 | — | — | — | — | -893,8 |
| 12 | +3,5 | 0,0 | 0,0 | -109,27 | 5,82 | 8,00 | 100,00 | 3,52 | -38,39 | 149,63 |
| 9 | +30,0 | 0,75 | 0,9 | -903,44 | 12,15 | 8,00 | 100,00 | -58,26 | +635,14 | -103,45 |
| 9 | +20,0 | 0,75 | 0,9 | -593,44 | 13,04 | 8,00 | 100,00 | -36,69 | 400,40 | -206,05 |
| | | | | | | | | | | -108,69 |

ванные моментами шины, катящейся с развалом M_a и схождением M_α [1],

$$M_{ma} = \frac{M_a}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \gamma + 1}} ; \quad (6)$$

$$M_{m\delta} = \frac{M_\delta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \gamma + 1}} , \quad (7)$$

причем M_a и M_δ определяются из характеристических кривых шины.

Просуммировав найденные выше моменты, действующие на колесо с соответствующими знаками, определим результирующий момент, действующий на колесо относительно шкворня при движении автомобиля по прямой,

$$M_{pes} = M_{Gf} + M_{Fa} + M_{F\delta} + M_{ma} + M_{m\delta} . \quad (8)$$

В качестве примера в таблице приведены расчеты для автомобилей ГАЗ-24 «Волга» и ГАЗ-66.

Из таблицы видно, что при положительном значении угла γ продольного наклона шкворней результирующий момент, поворачивающий колесо вокруг шкворня, отрицателен, т. е. стремится повернуть его в сторону увеличения схождения. При отрицательном значении γ результирующий момент положителен.

Положительный результирующий момент оказывает благоприятное влияние на гашение колебаний управляемых колес вокруг шкворней и динамические нагрузки рулевого управления.

На рис. 2 построены кривые изменения динамического усилия, передаваемого на рулевое колесо и воспринимающегося водителем при движении автомобиля ГАЗ-24 по прямой дороге с ровным сухим асфальтобетонным покрытием.

Из рисунка видно, что динамические усилия на рулевом колесе автомобиля ГАЗ-24 снижаются в 1,5–2 раза при изменении одновременно γ от -1 до -3,5° и β от 4,5 до 8°: примерно так же уменьшаются и амплитуды колебаний колес вокруг шкворней [2]. Это согласуется с изменением величины результирующего момента поворачивающего колеса вокруг шкворней, который при этом увеличивается в 2,5 раза и действует в сторону расхождения колес (см. таблицу). Схождение

хотя и увеличивает положительное значение результирующего момента, но не оказывает эффективного влияния на гашение колебаний, так как одновременно оно влияет на самовозбуждение колебаний, связанное с проскальзыванием в контакте шины с дорогой при качении колеса со значительным уводом. Схождение также увеличивает износ шин вследствие качения со скольжением, поэтому оно должно быть равно нулю. Для получения самой низкой интенсивности износа шин развал также должен быть равен нулю.

Испытания автомобиля ГАЗ-66, движущегося по дороге с ровным сухим асфальтобетонным покрытием со скоростью 30 и 60 км/ч, показали, что с уменьшением схождения

от +10 (+0,6°) до -10 мм (-10 мм (-0,6°)) устойчивые амплитуды колебаний колес вокруг шкворней уменьшаются в 2 раза при скорости 60 км/ч и в 1,5 раза при скорости 30 км/ч. При увеличении схождения от +10 до +15 мм амплитуды уменьшаются в 2,5 раза при скорости движения автомобиля 60 км/ч и в 1,25 раза — при 30 км/ч. Однако самовозбуждение колебаний в этом интервале изменения схождения не прекращается, и через три — четыре периода амплитуды колебаний достигают стационарного значения. Это свидетельствует о слабой связи между схождением управляемых колес и самовозбуждением их колебаний вокруг шкворней.

В качестве примера на рис. 3 приведены амплитудные характеристики колебаний управляемых колес автомобиля ГАЗ-66 вокруг шкворней в зависимости от угла γ продольного наклона шкворней при постоянных скоростях 30, 40, и 50 км/ч движения автомобиля по дороге с ровным сухим асфальтобетонным покрытием с гидроусилителем. Из рис. 3 видно, как влияет изменение продольного угла наклона шкворней на самовозбуждение колебаний. При $\gamma < 0^\circ$ самовозбуждение колебаний вокруг шкворней уже отсутствует. Увеличение угла поперечного наклона шкворней β с одновременным уменьшением плеча обкатки колеса вокруг шкворня также уменьшает самовозбуждение колебаний колес вокруг их нейтрального положения. Это объясняется уменьшением момента от продольных сил сопротивления качению при изменении коэффициента сопротивления качению f (см. таблицу). Момент от увода шины вследствие схождения при колебании колеса вокруг шкворня меняет свое направление и стремится вернуть колесо к нейтральному положению. Момент от веса сохраняет свое направление как при схождении, так и при расхождении и стремится повернуть колесо в сторону увеличения схождения при положительном угле продольного наклона шкворня $\gamma > 0$ или в сторону расхождения при $\gamma < 0$.

Из опытов известно, что момент от увода шины автомобиля ГАЗ-66 при любом угле поворота не превышает 3–4 Н·м, а момент от силы сопротивления качению при любом увеличении сопротивления качению на дороге с ровным твердым покрытием также не превышает 1 Н·м.

Чтобы устраниТЬ самовозбуждение колебаний управляемых колес вокруг шкворней, необходимо создать отрицательный момент на колесе от веса автомобиля, превышающий в 8–10 раз момент от сопротивления качению и в 2–3 раза момент от увода шины. Из амплитудно-частотных характеристик колебаний управляемых колес автомобиля ГАЗ-66 в зависимости от угла γ продольного наклона шкворней известно, что при $0 < \gamma \leqslant +20^\circ$ происходит самовозбуждение колебаний колес, причем амплитуды автоколебаний — устойчивые. При $\gamma \geqslant +30^\circ$ самовозбуждения не происходит и колебания быстро затухают. Можно сделать вывод, что ос-

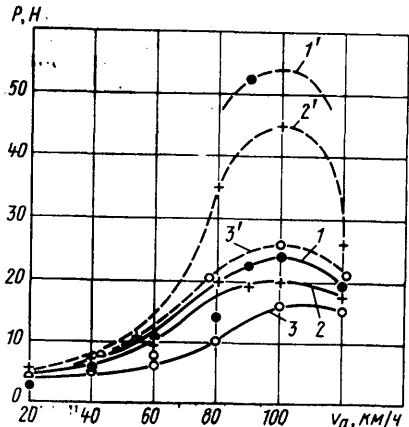


Рис. 2. Изменения динамических усилий, передаваемых с рулевого колеса автомобиля ГАЗ-24 на руки водителя (сплошные линии — колеса сбалансированы; штриховые — правое управляемое колесо с дисбалансом 5,760 кН·м):
 1, 1' — поворотные кулаки стандартные ($\beta=4^\circ 30'$; $\gamma=-1^\circ$); 2, 2' — поворотные кулаки опытные ($\beta=8^\circ$; $\gamma=-1^\circ$); 3, 3' — поворотные кулаки опытные ($\beta=8^\circ$; $\gamma=-3^\circ$)

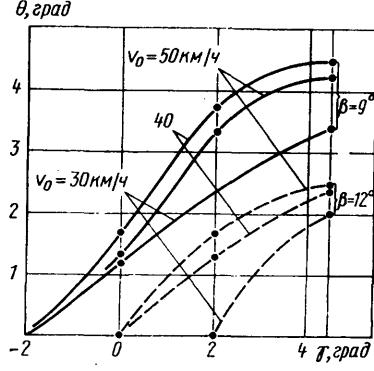


Рис. 3. Изменения амплитуд автоколебаний управляемых колес вокруг шкворней

новым параметром, регулирующим устойчивость движения управляемых колес автомобиля, является продольный наклон шкворней. Отрицательные значения угла γ создают положительные значения момента от веса автомобиля и определяют границу между колебательной и монотонной областями неустойчивости движения управляемых колес. Монотонная неустойчивость характеризуется недостаточной стабилизацией управляемых колес, при которой наблюдается явление «рыскания» автомобиля. Управляемые колеса самопроизвольно отклоняются от прямолинейного движения, и водитель должен принудительно их возвращать к этому положению поворотом рулевого колеса. Небольшими изменениями угла можно перейти из области колебательной неустойчивости автомобиля в область монотонной (апериодической) неустойчивости и обратно.

При больших положительных значениях угла γ создается значительный стабилизирующий момент от поперечной силы и увода шин, величина которого, например, для автомобиля ГАЗ-66, движущегося с углом поворота управляемых колес 8° , составляет около 3,60 кН·м. Такой стабилизирующий момент вызывает усилия на рулевом колесе около 900 Н при передаточном числе рулевого управления, равном 20. При таком усилии на рулевом колесе водитель не в состоянии справиться с управлением автомобиля, поэтому подобные продольные углы наклона шкворней можно рекомендовать только для автомобилей, имеющих усилитель рулевого управления с десинхронизацией снижением усилия.

Без установки гидроусилителя целесообразно искать устойчивое движение управляемых колес при углах продольного наклона шкворней $\gamma < 0$.

Таким образом, под устойчивостью движения управляемых колес подразумевается достаточная их стабилизация и отсутствие самовозбуждения колебаний.

На основании изложенных результатов теоретических и экспериментальных исследований выявлено, что, используя приведенные формулы, можно оценить расчетным путем влияние различных параметров на устойчивость движения управляемых колес. Кроме того, величина и направление результирующего момента, действующего на управляемые колеса относительно шкворней, определяют возможность устойчивого движения по прямой или самопроизвольного отклонения в различные стороны при изменении сопротивления качению на одном из них, а также колебаний вокруг шкворней с большими амплитудами без затухания. Отрицательное плечо обкатки (см. рис. 1, в) обеспечивает устойчивость движения автомобиля при торможении при неравномерно заторможенных левом и правом управляемых колесах. Поскольку при этом незаторможенное управляемое колесо поворачивается вокруг точки пересечения оси шкворня с поверхностью дороги, находящейся с наружной стороны колеса, то ввод и занос автомобиля отсутствуют.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Freudenstein G. Zum Verhalten von Luftreifen auf vorderen Zädern, ATZ, Jahrgang 65, Heft 5, Mai 1963, s. 121–127.

2. Фортунков Д. Ф. О стабилизации и колебаниях управляемых колес вокруг шкворней автомобиля. Исследования и разработки на Горьковском автомобильном заводе. Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1976, вып. 1, с. 231–235.

УДК 629.113.073.243.5·629.113.001.57·534.321.8

Акустическая модель салона легкового автомобиля в инфразвуковой области частот

Канд. физ.-мат. наук Л. Н. ЗАХАРОВ, А. Н. ИВАННИКОВ, В. В. ИСАЕВ, канд. техн. наук Б. Н. НЮНИН

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

ПРИ ДВИЖЕНИИ автомобиля кузов совершает в основном вертикальные колебания, амплитуда и спектр которых зависят от характеристик микропрофиля дороги, параметров системы подвески автомобиля и силового агрегата, а также скорости движения.

При колебаниях кузова воздух, находящийся в салоне, также приходит в колебательное движение. Характер этого движения зависит от конструкции и жесткостных характеристик кузова, объема и формы салона. В салоне автомобиля могут возникать как стоячие, так и бегущие звуковые волны. Образование бегущих волн и инфразвуковой области частот обусловлено утечкой энергии в окружающее пространство.

Инфразвуковое поле в салоне автомобиля сложно, и вряд ли необходимо его точное математическое описание. В то же время основные особенности поля можно рассмотреть на акустических моделях.

В инфразвуковой области частот акустическую модель салона автомобиля можно представить в виде прямоугольного или круглого каркаса, который совершает колебания на подвеске в вертикальном направлении. Характер акустического поля внутри такого каркаса будет зависеть от амплитуды и частоты его колебаний, а также от импеданса стенок. Импеданс определяется отношением звукового давления к колебательной скорости. Имея в виду, что крыша и пол кузова автомобиля имеют меньшее значение импеданса, чем его боковые стенки, представим акустическую модель салона в виде прямоугольного каркаса (рис. 1) с абсолютно жест-

кими боковыми стенками высотой h с верхним основанием в виде пластины массой $M_{\text{пл}}$, подвешенной на пружинах упругостью $K = 1/C_{\text{пл}}$ ($C_{\text{пл}}$ — гибкость пластины). Нижнее основание каркаса будет иметь конечное комплексное значение импеданса.

Пусть каркас совершает вертикальные колебания вдоль оси z с амплитудой колебательной скорости $v_0 = |v_0| e^{j\Phi_0}$. Верхняя пластина колеблется с амплитудой $v_1 = |v_1| e^{j\Phi_1}$, где Φ_0 и Φ_1 — фазы; $i = \sqrt{-1}$.

Общий вид одномерного акустического поля в таком каркасе можно представить в виде суперпозиции двух плоских волн, бегущих навстречу друг другу [1]. Для инфразвукового диапазона частот и размеров салона легкового автомобиля звуковое давление p по высоте салона практически постоянно и его значение можно вычислять при любом z . В дальнейшем будем определять p при $z=0$.

С учетом граничных условий выражение для звукового давления при $z=0$ имеет вид

$$p_0 = \frac{\rho c |v_0|}{\sin kh} \times \sqrt{\left| \frac{v_1}{v_0} \right|^2 + \frac{1 + \cos 2kh}{2} - 2 \left| \frac{v_1}{v_0} \right|^2 \cos kh \cos (\Phi_1 - \Phi_0)} \times \sin (\omega t + \psi_1), \quad (1)$$

где ρc — волновое сопротивление воздуха;
 k — волновое число;
 ω — круговая частота;

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{\left| \frac{v_1}{v_0} \right| \cos \Phi_1 - \cos \Phi_0 \cos kh}{\left| \frac{v_1}{v_0} \right| \sin \Phi_1 - \sin \Phi_0 \cos kh};$$

c — скорость звука в воздухе.
 В случае абсолютно жестких верхнего и нижнего оснований звуковое давление

$$p = \rho c |v_0| \operatorname{tg} \frac{kh}{2}. \quad (2)$$

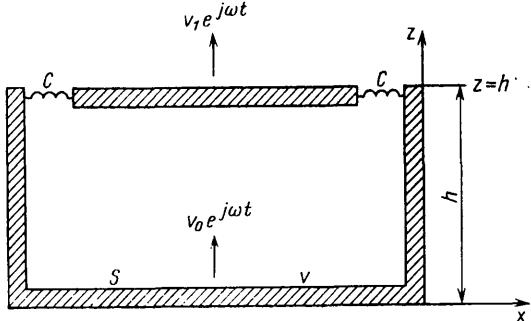


Рис. 1

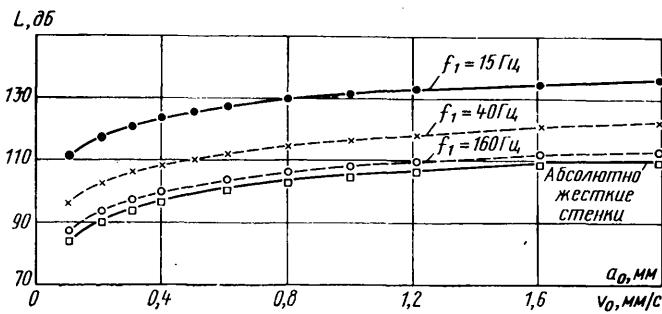


Рис. 2

Представляет интерес выражение для определения плотности потока акустической мощности W :

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re}(p v^*) = \frac{1}{2} \rho c \frac{|v_0| |v_1|}{\sin kh} \sin(\phi_1 - \phi_0), \quad (3)$$

где v^* — комплексно-сопряженная величина колебательной скорости частиц воздуха в звуковой волне.

Величина и направление потока акустической мощности зависят от импеданса верхнего и нижнего оснований каркаса. Если верхняя пластина каркаса жестко закреплена, то звуковая энергия будет распространяться сверху вниз. Если нижнее основание абсолютно жесткое, то $W=0$. В этом случае внутри каркаса будут наблюдаться только стоячие волны.

Если предположим, что нижнее основание абсолютно жесткое, а верхняя пластина подвешена на пружинах, то направление потока акустической мощности будет снизу вверх.

Таким образом, из приведенных выражений следует, что по величине и направлению потока акустической мощности можно судить о жесткостных характеристиках каркаса и определять местоположение источника звука в объеме, размеры которого меньше длины волны.

Для расчетов величины звукового давления и плотности потока акустической мощности необходимо знание колебательной скорости верхнего и нижнего оснований каркаса.

Если принять, что возбуждение кузова автомобиля происходит на частотах ниже первой резонансной частоты крыши, то для упрощения расчета колебательных параметров кузова его модель можно представить в виде двухмассовой системы с сосредоточенными параметрами.

С помощью метода электромеханических аналогий [2] было получено выражение, связывающее колебания нижнего и верхнего оснований каркаса:

$$\left| \frac{v_1}{v_0} \right| = \left| \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{\omega_1^2 + \omega_2^2 - \omega^2} \right|, \quad (4)$$

где $\omega_1^2 = k_{\text{пл}}/M'_{\text{пл}}$; $\omega_2^2 = k_{\text{в}}/M'_{\text{пл}}$;

$M'_{\text{пл}}$ — эквивалентная масса верхней пластины;

$k_{\text{пл}}$, $k_{\text{в}}$ — жесткость верхней пластины и объема воздуха в каркасе.

Далее по формуле (4) для определения размеров салона одной из моделей отечественных легковых автомобилей при задаваемых значениях $|v_0|$ и ω_1^2 вычисляли величину $|v_1|$. Затем значение $|v_1|$ подставляли в формулы (1), (2) и (3) для вычисления звукового давления p и плотности потока акустической мощности.

Расчеты проводились при изменении резонансной частоты верхней пластины f_1 от 15 до 160 Гц и колебательной скорости нижнего основания $|v_0|$ от 7 до 150 мм/с. Частота возбуждения при этом оставалась постоянной и равной 12 Гц. При проведении расчетов было принято, что $\phi_1 = \phi_0$.

Результаты расчета приведены на рис. 2, где нижняя кривая соответствует случаю абсолютно жесткого верхнего и нижнего оснований. По оси ординат отложены значения звукового давления. За нулевой уровень принято значение

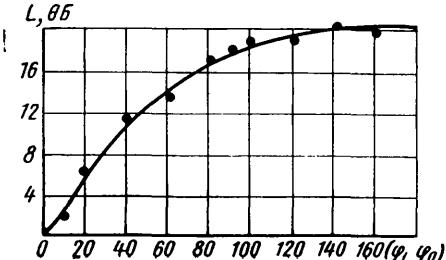


Рис. 3

$2 \cdot 10^{-5}$ Н/м². По оси абсцисс отложены значения амплитуды колебательной скорости $|v_0|$ и смещения $|a_0| = |v_0|/\omega$.

Из приведенных результатов (рис. 2) видно, что максимальные значения звукового давления, равные 138 дБ, имеют место при колебательной скорости $|v_0| = 150$ мм/с ($|a_0| = 2$ мм) и собственной частоте пластины $f_1 = 15$ Гц.

Увеличение собственной частоты пластины приводит к снижению уровня звукового давления. Минимальные уровни звукового давления наблюдаются в случае абсолютно жестких верхнего и нижнего оснований. Например, при амплитуде колебательной скорости $|v_0| = 150$ мм/с уровень звукового давления равен 113 дБ. Из результатов расчета следует, что уровень звукового давления прямо пропорционален колебательной скорости нижнего основания $|v_0|$. Уменьшение колебательной скорости нижнего основания в 20 раз (со 150 до 7,5 мм/с) приводит к уменьшению во столько же раз звукового давления (на 26 дБ).

Определим влияние разности фаз $(\phi_1 - \phi_0)$ на величину звукового давления внутри салона автомобиля. Полагая амплитуду колебательной скорости $|v_0|$ постоянной, вычислим звуковое давление в зависимости от величины $(\phi_1 - \phi_0)$. Результаты расчета представлены в дБ относительно величины звукового давления, соответствующего $(\phi_1 - \phi_0) = 0$ (рис. 3). При изменении $(\phi_1 - \phi_0)$ от 0 до 180° звуковое давление внутри каркаса увеличивается от 0 до 20 дБ.

В общем случае, когда импеданс верхнего и нижнего оснований имеет конечное значение, плотность потока акустической мощности вычисляется по формуле (3). Предположим, что $(\phi_1 - \phi_0) = 90^\circ$. Вычислим плотность потока акустической мощности при тех же величинах колебательной скорости $|v_0|$ и собственных частот верхней пластины, что и при расчете звукового давления. Частоту возмущения f оставим равной 12 Гц. Поток акустической мощности имеет квадратичную зависимость от колебательной скорости нижнего основания. Так, при величине колебательной скорости нижнего основания $|v_0| = 75$ мм/с, $|a_0| = 1$ мм и собственной частоте верхнего основания $f_1 = 15$ Гц поток акустической мощности равен $7 \text{ Вт}/\text{м}^2$, а уже при $|v_0| = 7,5$ мм/с, $|a_0| = 0,1$ мм и той же частоте верхнего основания он составляет $0,07 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Изменение собственной частоты верхнего основания оказывает значительно меньшее влияние на плотность потока акустической мощности, чем уменьшение колебательной скорости нижнего основания. Так, при увеличении f_1 с 15 до 160 Гц поток уменьшается всего в 1,7 раза. Однако в случае абсолютно жестких верхнего и нижнего оснований $W=0$.

При вычислении плотности потока акустической мощности величина $(\phi_1 - \phi_0)$ была принята равной 90° . Рассмотрим, как отразится на величине потока W уменьшение $(\phi_1 - \phi_0)$ от 90° до 0° .

На рис. 4 приведена расчетная кривая, показывающая, во сколько раз необходимо уменьшить величину потока W в зависимости от величины $(\phi_1 - \phi_0)$. При изменении величины $(\phi_1 - \phi_0)$ от 90° до 60° поток изменяется ничтожно мало, и этим изменением можно пренебречь. В случае дальнейшего уменьшения $(\phi_1 - \phi_0)$ необходимо корректировать величину потока в соответствии с расчетной кривой. Например, при $\phi_1 - \phi_0 = 40^\circ$ величину потока необходимо уменьшить в 1,5 раза.

Проведенные исследования на акустической модели кузова позволили понять причины возникновения инфразвука в салоне легкового автомобиля, размеры которого намного меньше длины волны.

Инфразвук в салоне автомобиля возникает за счет колебаний кузова. Если кузов не-жесткий, то уровень звукового давления при прочих равных условиях может возрастать на порядок. Изменяя в салоне автомобиля паряду со звуковым давлением три ортогональных компонента колебательной скорости, можно определить поток акустической мощности и указать местоположение источника инфразвука. По величине потока мощности можно судить о жесткостных характеристиках кузова автомобиля.

Анализируя четыре компонента звукового поля, можно наметить комплекс мероприятий по модернизации конструкции автомо-

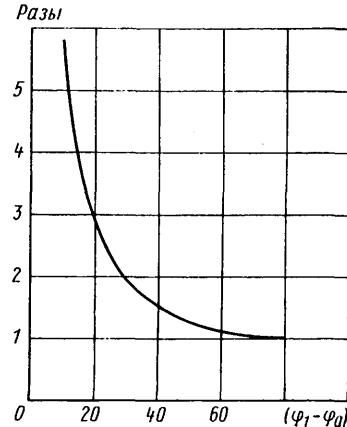


Рис. 4

била с целью уменьшения уровня инфразвука в его салоне. Первое из них связано с жесткостью кузова: увеличивая жесткость кузова автомобиля, можно уменьшить уровень инфразвука в салоне на 26 дБ и полностью исключить поток акустической мощности; второе — с модернизацией подвески автомобиля: уменьшая колебания кузова $|v_0|$, можно снизить уровень инфразвукового давления в салоне автомобиля; третье связано с улучшением дорожного полотна, т. е. с уменьшением возбуждения, зависящего от неровностей дороги.

Результаты расчета звукового давления и плотности потока акустической мощности хорошо (с точностью до 3 дБ) совпали с результатами эксперимента. Отметим, что используемые в расчетах амплитуды колебаний пола $|v_0|$ и собственная частота колебаний крыши кузова автомобиля f_1 были определены экспериментально.

Рекомендации, полученные на основании анализа акустической модели, были реализованы на автомобиле. Экспериментальная проверка подтвердила их целесообразность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исаакович М. А. Общая акустика. М.: Наука, 1973, 495 с.
2. Ржевкин С. Н. Курс лекций по теории звука. М.: Изд-во МГУ, 1960, 336 с.

УДК 629.113.004:656.13:338.5

Влияние изменения работоспособности автомобиля на себестоимость перевозок

Д-р техн. наук Ф. Н. АВДОНЬКИН

Саратовский политехнический институт

ИЗМЕНЕНИЕ себестоимости перевозок зависит главным образом от работоспособности автомобиля, его простой в ремонте, затрат на эксплуатацию и поддержание работоспособности [1], которые непрерывно увеличиваются в процессе эксплуатации автомобиля [2].

Количественной характеристикой изменения технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации является интенсивность изнашивания

$$\alpha = \alpha_0 e^{bl},$$

где α_0 — интенсивность изнашивания в конце приработки, приведенная к началу отсчета пробега автомобиля; b — коэффициент пропорциональности интенсивности изнашивания;

l — пробег с начала эксплуатации.

Интенсивность потока отказов имеет аналогичную экспоненциальную зависимость

$$\lambda = \lambda_0 e^{bl},$$

где λ_0 — интенсивность отказов в конце приработки, приведенная к началу отсчета пробега.

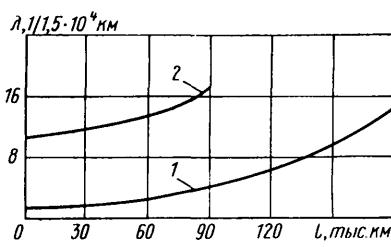


Рис. 1. Зависимость интенсивности текущих ремонтов λ легкового автомобиля от пробега l с начала эксплуатации

Последняя зависимость подтверждается результатами наблюдений за автомобилями. Интенсивность текущих ремонтов автомобиля, например, экспоненциально увеличивается (рис. 1) в процессе эксплуатации до капитального ремонта (кривая 1, пробег 180 тыс. км), а после капитального ремонта (кривая 2) за 90 тыс. км пробега значительно выше (коэффициент корреляции более 0,91). Соответственно в процессе эксплуатации должны изменяться производительность автомобиля и себестоимость перевозок, а также среднесуточный пробег из-за увеличения простоя автомобиля в ремонте. Можно аналитически получить зависимость производительности от пробега с начала эксплуатации и простоя неработоспособного автомобиля.

Простой автомобиля в ремонте за единицу пробега зависит от интенсивности текущих ремонтов и продолжительности каждого из них при одинаковой среднестатистической трудоемкости каждого ремонта, т. е.

$$\tau = \tau_0 e^{bl},$$

где τ_0 — время простоя в ремонте за единицу пробега в конце приработки; приведено к началу отсчета пробега.

Опыт эксплуатации автомобилей подтверждает справедливость этой зависимости. Интенсивность простоя автомобиля в ремонте за первые шесть лет эксплуатации (пробег 270 тыс. км) по данным работы [3] составляет $\tau = 0,66 e^{0,0045t}$ день/ 10^3 км, а за последующие 180 тыс. км $\tau = 1,43 e^{0,0017t}$ день/ 10^3 км, где t — пробег с начала эксплуатации автомобиля в тыс. км (коэффициент корреляции в обоих случаях 0,99).

Все это ведет к уменьшению коэффициента технической готовности и использования автомобилей, среднесуточного пробега, а соответственно и годового. Так, коэффициенты технической готовности и использования можно определить по зависимостям

$$k = 1 - \bar{k} e^{bl},$$

где \bar{k} — коэффициент простоя автомобиля в конце приработки, приведенный к началу отсчета пробега.

Практические наблюдения подтверждают эту зависимость в установленных условиях работы такси [4], а также грузового автомобиля [3; 5]. По данным работы [3] коэффициент использования автомобилей ЗИЛ-130 уменьшается в процессе эксплуатации и составляет в первый период эксплуатации (пробег 270 тыс. км) $k = 1 - 0,27 e^{0,0018t}$, а за последующие 180 тыс. км $k = 1 - 0,36 e^{0,0005t}$ (коэффициент корреляции 0,99 и 0,93).

Коэффициент использования автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555 в первый период эксплуатации [5] составляет $k = 1 - 0,12 e^{0,003t}$, а за последующие 100 тыс. км $k = 1 - 0,14 e^{0,003t}$ (коэффициент корреляции 0,94 и 0,98).

Среднесуточный пробег изменяется в процессе эксплуатации по аналогичной зависимости

$$l_c = l_0 - l_1 e^{bl},$$

где $(l_0 - l_1)$ — среднесуточный пробег в конце приработки, приведенный к началу эксплуатации.

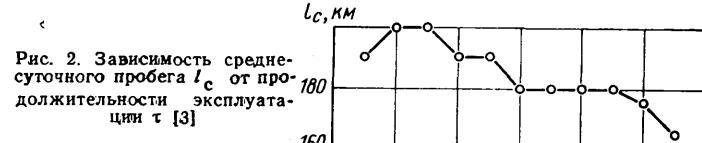
На рис. 2 показано изменение среднесуточного пробега l_c в процессе эксплуатации автомобилей ЗИЛ-130 [3]: за первые шесть лет эксплуатации пробег до 270 тыс. км

$$l_c = 210 - 10,46 e^{0,003t} \text{ км},$$

а за последующие 180 тыс. км

$$l_c = 210 - 15,59 e^{0,002t} \text{ км}$$

при коэффициенте корреляции соответственно 0,56 и 0,81.



Очевидно, что и средний годовой пробег будет иметь аналогичную зависимость.

Таблица 1

| Модель автомобиля | l_c в тыс. км | l_0 в тыс. км | $l_0 - l_1$ в тыс. км | l_1 в тыс. км | Коэффициент корреляции |
|-------------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-----------------|------------------------|
| ЗИЛ-ММЗ-555 | 310 | 61 | 60,55 | 0,014 | 0,99 |
| ЗИЛ-130 | 310—410 | 61 | 41,3 | 0,001 | 0,99 |
| | 270 | 50 | 49,83 | 0,016 | 0,87 |
| | 270—450 | 50 | 43,54 | 0,002 | 0,98 |

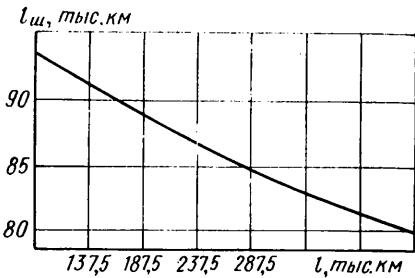


Рис. 3. Зависимость пробега $l_{ш}$ автомобиля до замены шины от пробега l автомобиля с начала эксплуатации

В табл. 1 приведены параметры зависимости среднегодового пробега от пробега с начала эксплуатации автомобилей [3, 5].

Годовая производительность автомобиля уменьшается по такой же зависимости, как это и наблюдается в условиях эксплуатации, например, грузового автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 [5]. Аналитическая форма зависимости годовой производительности от пробега с начала эксплуатации имеет вид

$$w = w_0 - w_1 e^{bl},$$

где $(w_0 - w_1)$ — производительность автомобиля в конце приработки, приведенная к началу координат.

По данным работы [5] за первые 310 тыс. км пробега (шесть лет эксплуатации) автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 годовая производительность составляет $w = 130 - 1,48 e^{0,012l}$ тыс. т·км/год, а за последующие 100 тыс. км пробега $w = 130 - 42,61 e^{0,001l}$ тыс. т·км/год при коэффициенте корреляции 0,99.

Годовая производительность автомобиля ЗИЛ-130 уменьшается и по данным работы [3] за первые шесть лет эксплуатации (пробег с начала эксплуатации 270 тыс. км) составляет от первоначальной

$$w = 1,47 - 0,47 e^{0,0007l},$$

а за последующие пять лет (пробег 180 тыс. км)

$$w = 1,48 - 0,48 e^{0,0007l},$$

коэффициент корреляции за первый этап эксплуатации 0,96 и за второй 0,99.

Соответственно увеличивается себестоимость перевозок в основном за счет увеличения удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля. Себестоимость перевозок зависит от затрат на заработную плату водителей, топливо для эксплуатации автомобилей; смазочные и другие эксплуатационные материалы, техническое обслуживание и текущий ремонт, восстановление и ремонт шин, amortизацию подвижного состава, накладные расходы. Из составляющих себестоимости прямо не зависят от технического состояния автомобиля только заработка плата водителей и amortизационные затраты подвижного состава. Уровень затрат остальных составляющих и особенно на техническое обслуживание и текущий ремонт не остается постоянным в процессе эксплуатации.

В соответствии с закономерностью изменения интенсивности отказов от пробега с начала эксплуатации расход запасных деталей и шин возрастает экспоненциально [4, 6]. Затраты на запасные части особенно увеличиваются после

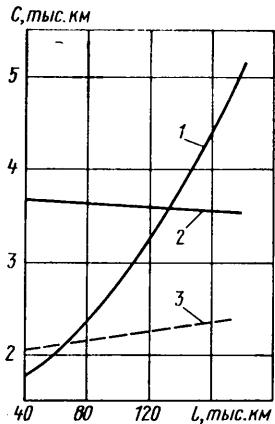


Рис. 4. Зависимость удельных затрат на техническое обслуживание и текущий ремонт (кривая 1) автомобиля, топливо (кривая 2), восстановление и ремонт шин (кривая 3) от пробега l автомобиля с начала эксплуатации

капитального ремонта [6], так как уменьшается пробег автомобиля до их замены.

На рис. 3 показана зависимость пробега шин $l_{ш}$ до замены от пробега грузового автомобиля с начала эксплуатации ($l_{ш} = 97,33 e^{0,00045l}$ тыс. км при коэффициенте корреляции 0,925).

Суммарные удельные затраты c на техническое обслуживание, текущий ремонт, топливо, ремонт и восстановление шин резко возрастают главным образом за счет затрат на поддержание работоспособности (рис. 4). Параметры экспоненциальной зависимости удельных затрат на техническое обслуживание и ремонт приведены в табл. 2.

Таблица 2

| Наименование | c_0 в коп/км | b в 1/тыс. км | Коэффициент корреляции |
|---|----------------|-----------------|------------------------|
| Шины | 2,008 | 0,0001 | 0,910 |
| Техническое обслуживание и ремонт | 1,279 | 0,0077 | 0,928 |

Удельные затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт возрастают в 3 раза и более (после пробега 120—140 тыс. км эти затраты превалируют), причем на шины — на 20%. Экспоненциальную зависимость удельных затрат на поддержание работоспособности автомобиля от его пробега с начала эксплуатации подтверждают результаты других исследований. Так, по данным работы [3] удельные затраты на текущий ремонт за первые 270 тыс. км пробега составляют $c_{тр} = 4,30 e^{0,004l}$ руб./тыс. км, а за последующие 180 тыс. км $c_{тр} = 5,90 e^{0,002l}$ руб./тыс. км (коэффициент корреляции соответственно равен 0,84 и 0,73).

Суммарные удельные затраты на перевозку 1 т груза или себестоимость 1 т·км можно аппроксимировать экспоненциальной зависимостью

$$c = c_0 e^{bl},$$

где c_0 — себестоимость перевозок в конце приработки автомобиля, приведенная к началу эксплуатации.

Например, в заданных условиях эксплуатации себестоимость перевозки 1 т груза на расстояние 45 км автомобилем ЗИЛ-130В1 увеличивается по мере эксплуатации и составляет $c = 140 e^{0,003l}$ коп/т.

Таким образом, себестоимость перевозок возрастает экспоненциально из-за экспоненциального увеличения интенсивности отказов, числа текущих ремонтов на единицу пробега, простая в ремонте, в ожидании ремонта и, как следствие, из-за экспоненциального уменьшения среднесуточного пробега, а также производительности автомобиля.

Приведенные аналитические зависимости позволяют прогнозировать себестоимость перевозок в процессе эксплуатации автомобиля и могут быть использованы при обосновании оптимальных сроков его использования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Великанов Д. П. Эффективность автомобиля. М.: Транспорт, 1969. 238 с.
2. Авдоно́кин Ф. Н. Изменение технического состояния трансмиссии автомобилей в процессе эксплуатации. — Автомобильная промышленность, 1977, № 9, с. 13—14.
3. Исаева Л. С. Оптимальные сроки службы автомобилей. М.: Транспорт, 1976. 56 с.
4. Аригин И. Н., Завадский В. П., Шейнин А. М. Управление межремонтным ресурсом легковых таксомоторов при эксплуатации. — Автомобильный транспорт, 1975, № 6, с. 20—23.
5. Великанов Д. П., Сорокин Б. Д. Проблемы автомобилизации. М.: Знание, 1976. 64 с.
6. Аригин И. Н. Управление технической готовностью автомобильного транспорта. Иваново: Энергетический институт им. Ленина, 1975. 150 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Согласно ГОСТ 7. 1—76 при подготовке материала для опубликования следует в пристатейном списке литературы наряду с фамилией автора (или коллектива авторов) и названием книги или статьи указывать: город, где издана книга, издательство (или название журнала), год издания, общее количество страниц книги (или страницы, на которых напечатана статья).

Тягово-скоростные и топливно-экономические качества автомобиля с бесступенчатой передачей

Д-р техн. наук Н. В. ДИВАКОВ, Р. Ф. СНАКИН, В. Ю. ЛЕПЕШЕВ

Московский автомеханический институт

III ИРОКО применяемые в трансмиссии автомобиля ступенчатые коробки передач имеют такие преимущества, как простота конструкции, хорошая технологичность и высокий КПД. Однако из-за ступенчатости изменения передаточного числа они не позволяют в полной мере использовать высокие мощностные и экономические качества современного двигателя внутреннего сгорания. Наряду с этим ступенчатое изменение передаточного числа трансмиссии в условиях частого изменения скоростей движения отвлекает водителя от выполнения его основных функций.

Наиболее полное использование мощностных и экономических качеств двигателя, существенное упрощение процесса управления автомобилем могут быть достигнуты за счет применения в трансмиссии автоматической бесступенчатой передачи.

Эффективность применения бесступенчатой передачи, как это показано далее, зависит от пределов и закона изменения передаточного числа i_t . Максимальное передаточное число трансмиссии $i_{t \max}$ должно обеспечивать или преодоление предельных заданных сопротивлений движению, или достижение наибольших начальных ускорений, или предупреждение полного буксования колес. Практика тягового-скоростных расчетов автомобилей показывает, что при определении $i_{t \max}$ достаточно, чтобы выполнялось условие

$$i_{t \max} \geq \frac{\psi_{\max} G_a r_d g}{M_e \eta_t}, \quad (1)$$

где ψ_{\max} — наибольший заданный коэффициент суммарного дорожного сопротивления движению; G_a — полная масса автомобиля в кг; r_d — динамический радиус колеса в м; M_e — крутящий момент двигателя в Н·м; η_t — КПД трансмиссии; g — ускорение свободного падения в m/s^2 .

Разгон автомобиля с бесступенчатой передачей можно условно разбить на три последовательных периода:

1) трогание автомобиля с места при буксующем сцеплении и постоянном максимальном передаточном числе трансмиссии $i_{t \max}$;

2) разгон автомобиля с замкнутым сцеплением при постоянном максимальном передаточном числе трансмиссии $i_{t \max}$ и изменяющейся частоте вращения коленчатого вала двигателя n_e . В течение этого периода, так же как и при трогании автомобиля с места, энергия топлива расходуется на увеличение скорости поступательно движущейся массы автомобиля, ускорение вращения деталей двигателя, трансмиссии и колес. Так как процесс буксования сцепления кратковременен и потери энергии при этом относительно невелики, то ими можно пренебречь, а ускорения автомобиля для

первого и второго периодов разгона [1] определим по выражению

$$j = \frac{\frac{P_k - P_w}{g G_a} - \psi}{1 + \frac{J_e i_t^2 \eta_t}{G_a r_k r_d} + \frac{\Sigma J_k}{G_a r_k r_d}} g, \quad (2)$$

где P_k — тяговая сила на ведущих колесах в Н; P_w — сопротивление воздуха движению автомобиля в Н; ψ — коэффициент суммарного сопротивления движению; J_e — момент инерции маховика двигателя и постоянно связанных с ним деталей в $kg \cdot m^2$; J_k — момент инерции колес в $kg \cdot m^2$; r_k — кинематический радиус колеса в м;

3) разгон автомобиля при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя n_e и изменении передаточного числа трансмиссии от его наибольшего значения $i_{t \max}$ до некоторого значения i_t , которое соответствует предельной скорости v , обеспечиваемой в данных условиях движения мощностью двигателя N .

Используя известную зависимость

$$i_t = 0,377 \frac{n_e r_k}{v}, \quad (3)$$

где n_e — частота вращения коленчатого вала двигателя в $1/\text{мин}^{-1}$; v — скорость автомобиля в km/h ,

построим график (рис. 1), отражающий изменение передаточного числа трансмиссии от скорости автомобиля при разгоне. Здесь участок AB' (AB) соответствует первому, BC ($BC', B'C$) — второму и $B'D$ (CE, BG) — третьему периодам разгона автомобиля.

Рассмотрим два возможных крайних случая движения автомобиля.

1) Разгон с наибольшей интенсивностью. Из анализа выражения (2) следует, что для получения наибольших ускорений при разгоне необходимо, чтобы сцепление обладало характеристикой, позволяющей уже в момент трогания автомобиля с места подводить к трансмиссии максимальный крутящий момент двигателя $M_{e \max}$. В этом случае первый период разгона будет проходить при постоянной частоте вращения коленчатого вала n_m , соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя, и постоянном значении передаточного числа трансмиссии $i_{t \max}$. Второй период — при изменении частоты вращения коленчатого вала от n_m до n_N , соответствующей максимальной мощности двигателя, и $i_{t \max} = \text{const}$. Третий — при $n_N = \text{const}$ и изменении передаточного числа трансмиссии от $i_{t \max}$ до $i_{t \nu}$, соответствующего скорости автомобиля v_{\max} , максимально возможной при движении по горизонтальной дороге с наименьшим сопротивлением качению.

На рис. 1 этот случай характеризуется кривой $ABBG$, где участки AB , BB и BG соответствуют первому, второму и третьему периодам разгона.

На рис. 2 приведены графики ускорений и времени разгона автомобиля ЗАЗ-968 со ступенчатой (штриховые линии) и бесступенчатой трансмиссией (сплошные линии) в предположении, что КПД трансмиссий соответственно равны 0,92 и 0,8. Здесь и далее расчеты проведены для автомобиля с полной нагрузкой, на котором установлен экспериментальный двигатель ММЗ-968. Из графиков видно, что применение бесступенчатой трансмиссии на автомобиле существенно улучшает его динамические качества.

Автомобильная промышленность, № 11, 1980 г.

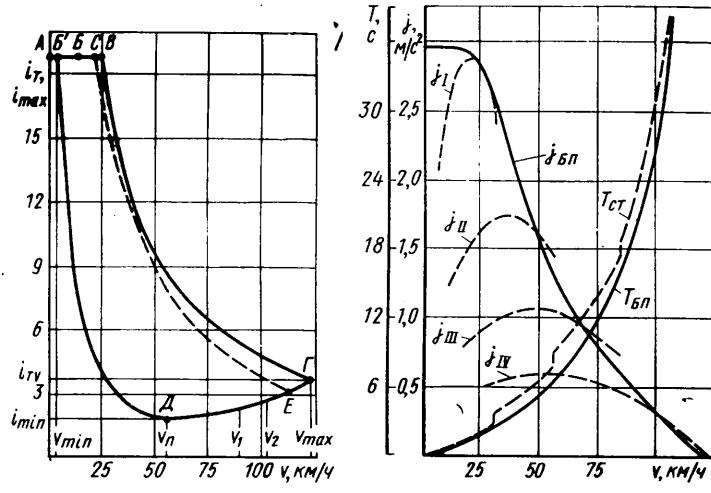


Рис. 1. Регуляторная характеристика бесступенчатой трансмиссии автомобиля

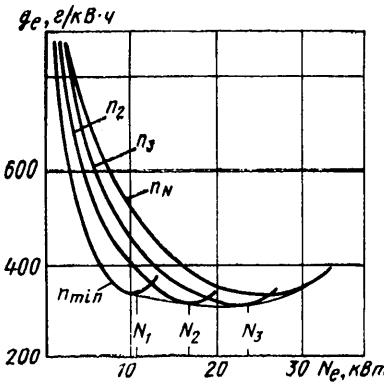


Рис. 2. График ускорений и времени разгона автомобиля (I-IV — передачи)

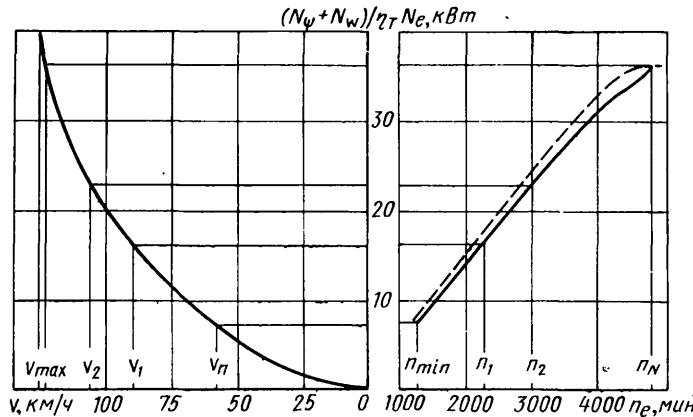


Рис. 4. График мощностного баланса автомобиля

2) Движение автомобиля с наибольшей экономичностью. В этом случае нет необходимости использования максимальной мощности двигателя, и бесступенчатая передача должна обеспечивать его работу в наиболее экономичном режиме. Для определения такого режима работы двигателя рассмотрим его нагрузочные характеристики (рис. 3). Из графика видно, что каждому режиму работы двигателя (частоте вращения коленчатого вала) соответствует некоторое значение его мощности (точки N_1 , N_2 и т. д.), при котором удельный расход топлива имеет наименьшую величину. Проведя огибающую всех кривых, проходящую через эти точки, получим новую кривую, которая характеризует такое изменение мощности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, при котором удельные расходы топлива двигателем в каждом режиме его работы будут минимальными. Такая зависимость известна как характеристика минимальных расходов [2].

Для определения закона изменения передаточного числа бесступенчатой трансмиссии, обеспечивающей работу двигателя в экономичном режиме, воспользуемся графиком мощностного баланса (рис. 4), на котором в правом квадранте расположены характеристика минимальных расходов (сплошная линия) и внешняя скоростная характеристика двигателя (штриховая линия), а в левом — кривая изменения мощности, необходимой для движения автомобиля с бесступенчатой трансмиссией в данных условиях в зависимости от его скорости. Условимся, что n_{min} — такая наименьшая частота вращения коленчатого вала двигателя, при которой возможно устойчивое движение автомобиля со скоростью v_{min} при максимальных заданных сопротивлениях движению, передаточном числе трансмиссии и работе двигателя по характеристике минимальных расходов. Используя график (рис. 4), найдем наибольшую возможную скорость v_n , соответствующую частоте вращения коленчатого вала двигателя n_{max} , а по выражению (3) — наименьшее значение передаточного числа трансмиссии i_{tmin} .

Аналогично определим передаточные числа для скоростей v_1 , v_2 и т. д. в интервале от v_n до v_{max} .

На рис. 1 этот случай движения характеризуется кривой $AB'DG$, где участки AB' , $B'D$ и DG соответствуют первому, второму и третьему периодам разгона автомобиля. Отсюда следует, что в этом случае разгона сцепление должно замкнуться в момент достижения коленчатым валом частоты вращения n_{min} (точка B'). Сопоставляя графики, изображенные на рис. 1, 3 и 4, можно видеть, что изменение передаточного числа трансмиссии по кривой $AB'DG$ обеспечивает движение автомобиля с наибольшей экономичностью, так как мощность, развиваемая двигателем в каждом режиме

Рис. 5. Экономические характеристики установившегося движения автомобиля (I—IV — передачи)

его работы, соответствует наименьшему для этого режима расходу топлива.

Движение с установившимися скоростями v_1 , v_2 и т. д. (рис. 4) в интервале от v_n до v_{max} также будет происходить при наименьшем расходе топлива.

Установившееся движение автомобиля со скоростями, меньшими чем v_n , возможно только при одновременном увеличении передаточного числа трансмиссии и уменьшении угла открытия дроссельной заслонки двигателя. Действительно, частота вращения коленчатого вала n_{min} является минимально возможной, и поэтому прикрытие дроссельной заслонки при неизменном значении i_t приведет к остановке двигателя.

На рис. 5 приведены экономические характеристики установившегося движения автомобиля со ступенчатой (штриховые линии) и бесступенчатой (сплошная линия) трансмиссиями, которые показывают, что бесступенчатая трансмиссия, несмотря на ее меньший КПД, способствует существенному снижению путевого расхода топлива Q_s во всем практически используемом интервале скоростей движения автомобиля.

Таким образом, на графике (рис. 1) показан необходимый закон изменения передаточного числа трансмиссии с бесступенчатой передачей для получения как наивысших тягово-скоростных, так и наилучших топливно-экономических качеств автомобиля. Этот закон называют также регуляторной характеристикой бесступенчатой трансмиссии. Отношение

$$D = \frac{i_{t \max}}{i_{t \min}}$$

определяет диапазон изменения передаточного числа бесступенчатой трансмиссии и является важным параметром, характеризующим ее способность обеспечить все возможные случаи движения автомобиля. Расчеты, проведенные авторами для легковых автомобилей, показали, что оптимальная величина D находится в пределах 9—11.

Таким образом, применение бесступенчатой трансмиссии способствует значительному улучшению топливной экономичности автомобиля и позволяет снизить расход топлива на 15—20%.

Бесступенчатая трансмиссия обеспечивает наибольшие ускорения, так как позволяет наиболее полно использовать мощность двигателя и применить большие, чем в ступенчатой трансмиссии, передаточные числа.

Эта трансмиссия требует применения автоматического сцепления с универсальной характеристикой, позволяющей изменять режим включения сцепления в зависимости от выбранного характера изменения передаточного числа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машигиз, 1963. 240 с.
- Чудаков Е. А. Пути повышения экономичности автомобиля. М.—Л.: Изд-во АН СССР, 1948. 168 с.
- Петров В. А. Автоматические системы транспортных машин. М.: Машиностроение, 1974. 335 с.

УДК 629.113.004.67

Уточнение вида приостановок при обработке результатов незавершенных испытаний на долговечность

В. С. ЛУКИНСКИЙ, А. Г. МЯСНИКОВ

Ленинградский инженерно-экономический институт, Московский автозавод им. И. А. Лихачева

ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ долговечности по результатам эксплуатационных наблюдений обработка статистической информации производится с использованием метода незавершенных испытаний, основанного на учете отказов и при-

остановок изделий [1]. Однако формальное использование метода может привести к ошибкам, если не производить оценки вида приостановок.

Обработка информации, поступающей из автотранспорт-

Таблица 1

| Пробег в тыс. км; вид при- остановки | ξ_i | Расчетная вы- борка | Пробег в тыс. км; вид при- остановки | ξ_i | Расчетная вы- борка | Пробег в тыс. км; вид при- остановки | ξ_i | Расчетная вы- борка |
|--|---------|------------------------|--|---------|------------------------|--|---------|------------------------|
| | | | | | | | | |
| 173; О | — | О | 231, П | — | П | 264, А | 0,99 | П |
| 176, П | — | ОООП | 232, А | 0,72 | П | 262, А | 0,52 | П |
| 177, О | — | ОООП | 235, А | 0,66 | П | 266, А | 0,89 | П |
| 180, О | — | ОООП | 237, А | 0,40 | П | 272, А | 0,04 | П |
| 208, А | 0,12 | П | 242, О | — | П | 281, А | 0,10 | П |
| 209, О | — | П | 247, О | — | П | 283, А | 0,37 | П |
| 213, А | 0,33 | П | 249, О | — | П | 286, А | 0,52 | П |
| 217, А | 0,25 | П | 253, А | 0,90 | П | 294, А | 0,57 | П |
| 221, А | 0,37 | П | 258, П | — | П | 295, А | 0,56 | П |
| 229, А | 0,58 | П | 260, А | 1,82 | П | 295, А | 0,01 | П |

Приложение. О — отказ, П — приостановка первого вида.
А — отправка на ремонтный завод.

ных предприятий, показывает, что приостановки могут быть трех видов: связанные с ограничением времени наблюдения; по причине снятия агрегата или узла с автомобиля для ремонта на автотранспортном предприятии или для отправки на автремонтный завод.

Приостановка первого вида не связана с тем, что деталь исчерпала свой ресурс, т. е. вероятность ее отказа равна нулю. Согласно методике обработки результатов незавершенных испытаний именно эти приостановки могут быть использованы в расчете.

При снятии агрегата и ремонте его на автотранспортном предприятии по разным причинам (техническим, организационным и др.) рассматриваемая деталь может быть оставлена или заменена другой, при замене ее можно отправить в ремонт или отбраковать. Таким образом, вероятность отказа уже не равна нулю и должна определяться с учетом отбракованных деталей. Например, приостановки, связанные с разборкой двигателя и снятием головки цилиндра, часто вызывают необходимость замены прокладки из-за ее повреждения.

Если эти замены не учитывать, а принимать в расчете как приостановки, то ресурс прокладок по расчету может превышать фактический примерно в 2 раза. Поэтому при наблюдении в автотранспортном предприятии за контрольной партией автомобилей приостановки должны быть оценены по результатам разборки агрегата. Следует, однако, иметь в виду, что понятие приостановки может определяться и целью анализа. Если бы основное значение имела оценка потенциальных свойств прокладки только как элемента, выполняющего роль уплотнения между блоками и головкой, то разборку, не связанную с отказом прокладки, следовало бы считать приостановкой первого вида. Если же результаты наблюдений используются, например, для расчета запасных частей, то требуется более точная информация.

Приостановки третьего вида связаны с отправкой агрегатов на ремонтный завод, где рассматриваемая деталь может быть отбракована, восстановлена или использована для установки на капитально отремонтированный агрегат. При обезличенном способе капитального ремонта, принятом на автомобильном транспорте, практически невозможно без проведения специальных наблюдений установить причину отказа детали.

Поскольку большинство деталей автомобиля имеют ресурсы, сопоставимые с ресурсом узлов и агрегатов до капитального ремонта, расшифровка приостановок третьего вида имеет наиболее важное значение при оценке долговечности.

Одним из возможных решений может быть следующее.

1. Допустим, что для любой приостановки третьего вида, независимо от наработки, имеется одинаковая вероятность, при которой деталь может оказаться в числе годных или требующих восстановления. В этом случае приостановка третьего вида может быть отнесена к приостановке первого вида или к отказу.

2. Введем коэффициент сменности при капитальном ремонте $K_{\text{см}}$, отражающий долю годных P_g и требующих восстановления деталей $P_b = 1 - P_g$ в общей совокупности деталей, поступающих в ремонт [3]. Для невосстановленных деталей $P_b \approx K_{\text{см}}$. С увеличением объема выборки P_g и P_b могут быть рассмотрены как соответствующие вероятности.

3. Приостановки третьего вида, расположенные в произвольном или возрастающем порядке, получают значения равномерно распределенных случайных чисел ξ_i , которые выбирают по таблицам или моделируются на ЭВМ. Приостановки со значениями $\xi_i \leq P_b$ считаются отказами, а соответственно с $\xi_i > P_b$ приостановками первого вида. Очевидно, можно поступить наоборот, считая отказами приостановки с $\xi_i > P_g$, а приостановками первого вида с $\xi_i \leq P_g$.

Поскольку число приостановок в каждой выборке ограничено, случайные величины ξ в общем случае выбираются не произвольно, а с соблюдением пропорциональности между P_g и P_b .

Рассмотрим применение предлагаемого способа на примере шестерни третьей передачи промежуточного вала коробки передач автомобиля ЗИЛ-130. В табл. 1 приведены данные по 30 коробкам передач, наблюдение за которыми велось от начала эксплуатации до 340 тыс. км пробега. Отказы шестерен были у семи коробок, три находились в эксплуатации в момент составления выборки (приостановки первого вида), 20 коробок передач отправлены на ремонтный завод.

По данным [3] для шестерен третьей передачи промежуточного вала коэффициент сменности при капитальном ремонте $K_{\text{см}} = 0,35$, т. е. вероятность выявления деталей, требующих восстановления и, следовательно, отказавших, составляет $P_b = 0,35$, а приостановок соответственно $P_g = 0,65$.

Для 20 коробок передач из таблицы равномерно распре-

деленных чисел [4] были выбраны значения ξ_i , которые затем сравнивались со значением $P_g = 0,35$. Например, для первой коробки передач, отправленной на ремонтный завод, $\xi_1 = 0,12 < 0,35$, следовательно, принимаем, что у шестерни, работавшей на пробеге 208 тыс. км, произошел отказ.

Аналогично были определены и остальные приостановки третьего вида. Общее число отказов в выборке составило $n = 13$, приостановок $q = 17$.

Дальнейшая обработка данных производилась в соответствии с [2]. Отказы и приостановки были сгруппированы по интервалам с $\Delta L = 20$ тыс. км, расчет функции распределения производился по формуле

$$F(L_i) = \frac{1}{N+1} \left[m_{n(i-1)} + n_i \frac{\sum_{i=1}^{N+1} (n_i + q_i)}{N+1} \right],$$

где N — объем выборки;

i — число интервалов;

n, q — число отказов и приостановок соответственно;

$m_{n(i-1)}$ — накопленная частота, отнесенная к верхней границе интервала, предшествующего рассматриваемому.

Полученные пары значений $F(L_i)$ и L_i наносились на вероятностную шкалу, с помощью которой определяли значения среднего ресурса и среднего квадратического отклонения. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Таблица 2

| Вариант | Общее число | | Смоделиро- ванное число | | P_b | Средний ресурс L в тыс. км | Среднее квадра- тическое откло- нение σ в тыс. км |
|---------|----------------|-------------------|----------------------------|-------------------|-------|------------------------------------|---|
| | отказов | приоста- новок | отказов | приоста- новок | | | |
| 1 | 13 | 17 | 6 | 14 | 0,33 | 282 | 58 |
| 2 | 7 | 23 | — | 20 | — | 320 | 90 |
| 3 | 27 | 3 | 20 | — | 1,0 | 248 | 40 |
| 4 | 15 | 15 | 8 | 12 | 0,4 | 275 | — |
| 5 | 11 | 19 | 4 | 16 | 0,2 | 308 | — |

Для сравнения были проведены расчеты для нескольких вариантов: все приостановки, связанные с отправкой на автремонтный завод, приравнены к отказам ($P_b = 0$) либо рассмотрены как приостановки первого вида ($P_b = 1$); значение P_b в выборке случайных чисел ξ_i отличалось от требуемой $P_b = 0,35$.

Из табл. 2 видно, что средние ресурсы для крайних случаев моделируемых выборок ($P_b = 0$ и $P_b = 1$) различаются на 72 тыс. км. Если в выборке случайных чисел ξ_i не соблюдается условие, при котором количество $\xi_i \leq P_b$ соответствует P_b , то это приводит к дополнительным колебаниям в оценке среднего ресурса.

Очевидно, за окончательную оценку ресурса следует принять осредненный результат нескольких имитаций, количество которых должно зависеть от требований к точности и надежности результата. Кроме того, коэффициент сменности также подвержен рассеиванию, и это может быть учтено при моделировании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Бурдасов Е. И., Зарифьянц И. Д. Об оценке результатов полигонных испытаний на долговечность. — Автомобильная промышленность, № 11, 1970 г.

Использование системы оценки качества в управлении надежностью на стадии проектирования, производства и эксплуатации автомобиля

Д-р техн. наук А. Н. ОСТРОВЦЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт

Рассмотрим три характерные группы потенциальных свойств надежности (*A*, *B*, *C*). Они не противоречат ГОСТу, а дополняют его в области проектирования, как этого требуют ГОСТ 15467—70 и ГОСТ 17341—71. Отметим, что стандарт на надежность ГОСТ 13377—75 в соответствии с определениями, которые в нем даны, фактически относится только к терминам и показателям эксплуатационной надежности.

A. Потенциальные свойства надежности, от которых зависят: сопротивляемость изменению технического состояния, эксплуатационная надежность, долговечность, безотказность функционирования в течение всего амортизационного пробега или части его, сохраняемость продукции при хранении и перевозке. К ним относятся:

- 1) сопротивляемость разрушению и деформации;
- 2) стабильность рабочих процессов;
- 3) стабильность физико-механических свойств конструкционных материалов и рабочих сред;
- 4) изолированность внутренней среды от внешней (системы уплотнений, системы фильтрации);
- 5) бездефектность проектирования;
- 6) резервирование надежности, заложенное в схемы функциональных систем и их органов; в конструкционные материалы и рабочие среды; в характеристики режимов; в избыточность функционирования за счет выходных характеристик.

B. Потенциальные свойства надежности, от которых зависит уровень реализации их в производстве. К ним относятся:

- 1) производственная технологичность конструкций;
- 2) уровень конструктивной унификации в производстве;
- 3) соответствие масштабам производства;
- 4) технологическая преемственность (с прежними моделями);
- 5) простота конструкций;
- 6) бездефектность документации.

B. Потенциальные свойства надежности, от которых зависит уровень реализации их в эксплуатации. К ним относятся:

- 1) количество изделий, являющихся источником нарушения функционирования;
- 2) соразмерность резервов, заложенных в деталях и функциональных системах;
- 3) технологичность диагностирования;
- 4) технологичность профилактики;
- 5) технологичность восстановления;
- 6) резервирование для обеспечения интервальной надежности;
- 7) сохраняемость.

Стадия проектирования. Исходными требованиями к надежности новых конструкций автомобилей агрегатов являются:

- 1) нормированный амортизационный пробег автомобиля и соответственно пробег рамы и кузова, если не наложены особые ограничения;
- 2) нормированная длительность эксплуатации агрегатов автомобиля до капитального ремонта в измерителях времени (ресурс), пути (пробег), количестве капитальных ремонтов каждого агрегата, признаках и объеме затрат на восстановление;
- 3) нормы пробега или ресурсы для агрегатов, узлов и деталей, если предусмотрена профилактическая принудительная их замена, в целях безопасности или по другим причинам.

Кроме того, нормируется диапазон внешних условий на входе, в которых автомобильные конструкции должны надежно функционировать. Это относится к диапазону внешних температур (положительных и отрицательных), влажности, запыленности, предельным значениям высоты над уровнем моря (атмосферному давлению), диапазону дорожных и внедорожных условий. К автомобилю могут предъявляться и другие требования, исходя из его назначения, региона, в котором он будет работать, развития международной торговли и др.

На основе этих исходных данных в процессе проектирования автомобиля разрабатываются требования к измерителям потен-

циальной надежности механизмов, узлов и деталей. Аналитически, а затем экспериментально на опытных образцах, определяются и корректируются результаты, достигнутые фактически, т. е. эффективность конструкторских разработок и аналитических расчетов. Основными критериями при оценке надежности являются нормы продолжительности реализации потенциальных свойств надежности деталей, агрегатов, механизмов и пр., выраженные в различных измерителях продолжительности функционирования (долговечности); пробег, время, количество циклов и др.

Продолжительность реализации потенциальных свойств надежности зависит от резервов, заложенных в конструкциях и рабочих процессах, а также темпа реализации резерва. Полный расход резерва определяется предельным состоянием изделия. Такое состояние имеет особое значение при выборе методов оценки надежности изделия, во-первых, потому, что оно служит источником численной оценки продолжительности работы изделия, во-вторых, в связи с тем, что оно используется для оценки надежности по критерию нарушения функционирования (изменение выходных характеристик, снижение мощности, ухудшение управляемости и устойчивости, снижение тормозных сил и др.).

Ведущее место при оценке потенциальной и эксплуатационной надежности и при анализе причинно-следственной связи надежности и функционирования занимает состояние изделия, обычно именуемое техническим состоянием изделия. Это обусловлено тем, что в результате функционирования, хранения, транспортирования и пр. состояние изделия изменяется во времени под воздействием агрессивных (внешних) и режимных (внутренних), факторов рабочего процесса, которые могут быть физическими, химическими, физико-химическими.

Исходное состояние изделия определяется его потенциальными свойствами, заложенными при проектировании, а в дальнейшем — уровнем их реализации в производстве и эксплуатации. Изменение состояния изделия при эксплуатации должно рассматриваться как реализация резервов, заложенных в потенциальных свойствах надежности. Изменение состояния изделия вызывает в ряде случаев нарушение функционирования. Об этом можно судить по изменению выходных характеристик функциональных систем и изменению показателей качества эксплуатационных свойств автомобиля. Таким образом, потенциальные свойства надежности активно воздействуют на функционирование через техническое состояние изделия. В связи с этим состояние изделия можно назвать внутренним свойством связи, а уровень нарушения рабочих функций в ряде случаев использовать как критерий при оценке надежности и предельного состояния изделия, например, коэффициент токсичности, коэффициент увеличения тормозного пути и др.

Анализ изменения состояния изделия позволяет определить причины недостаточной надежности и устранять их. Предельное состояние изделия нужно рассматривать как ограничение при реализации потенциальных свойств (израсходование резерва, заложенного при проектировании) и как границу перехода работоспособного состояния в неработоспособное, требующее восстановления согласно технико-экономическим требованиям и безопасности движения. Этот переход может быть вызван конкретным событием, например, отказом. Таким образом, предельное состояние изделия является важным звеном в системе оценки и управления качеством потенциальной и эксплуатационной надежности и должно нормироваться на стадии проектирования и использоваться как диагностический признак на стадии эксплуатации.

Рассмотрим особенности оценки на стадии проектирования одного из важнейших потенциальных свойств надежности — сопротивляемости разрушению.

Представим графически взаимосвязь потенциальных свойств надежности, выраженных через резерв надежности *C*; величину, определяющую темп его реализации *a*; предельное состоя-

нис конструкции P_a , длительность функционирования N или длительность реализации резерва, выраженную километрами, временем, цикличностью или другими измерителями. Эта взаимосвязь для конкретных конструкций, разрабатываемых при проектировании, должна быть раскрыта численно в процессе аналитических расчетов и экспериментальных лабораторных исследований, а затем использована для нормирования измерителей надежности (потенциальной и эксплуатационной), предельного состояния конструкции и рабочих процессов, выбора резерва:

$$N P_s^m = C = \text{const},$$

где m — степень, характеризующая напряженное состояние изделия.

Зафиксируем на рис. 1 эту же зависимость, но через ее геометрическую модель.

Движение по ординате вниз от точки A до 0 означает полную реализацию потенциального резерва. Темп реализации зависит от величины m и напряженного состояния изделия P_a .

Величина, обратная P_a , выраженная тангенсом угла наклона α , определяет темп реализации резерва при различных значениях P_a :

$$1/P_s^m = \operatorname{tg} \alpha,$$

или различную сопротивляемость деталей конструкции разрушению.

Ось абсцисс показывает уровень предельного состояния изделия.

Используя приведенный выше график, выявим, как должны быть связаны величины C и m при постоянстве напряженного состояния (рис. 2).

Если необходимо получить неизменную величину долговечности N при изменении величины m в изделии, например при $m_2 > m_1$, то относительная величина C изделия должна иметь большее значение $C_2 > C_1$. Таким образом, потенциальные свойства сопротивления изделия усталостным разрушениям, определяющие резерв, должны быть изменены в сторону увеличения. Потенциальные свойства надежности изделия, следовательно, зависят от m и C . Существуют нарушения функционирования (восстанавливаемые и невосстанавливаемые), имеющие другие причины возникновения. Например, тормозные механизмы автомобиля могут отказать в горных условиях на затяжных спусках. Это зависит не от пройденного автомобилем пути, а от условий, в которые поставлена тормозная система (профиль дороги, начальная скорость и условия торможения, выбранные оператором).

Известен еще один метод оценки надежности, полученный путем совмещения двух изложенных выше методов. Он основан на использовании критериев, оценивающих продолжительность работы, и критерия нарушения функционирования. Этот метод позволяет сопоставить техническое состояние изделия с продолжительностью работы и уровнем нарушения функционирования.

Проследим различные пути оценки и управления функциональными свойствами и свойствами надежности по схеме, приведенной на рис. 3.

Функциональные свойства автомобиля оцениваются практически только по пути I. Исследуется рабочий процесс R_P , определяется и контролируется весь необходимый диапазон выходных характеристик и выбираются базовые конструктивные параметры при установленных режимах на входе. Выходные

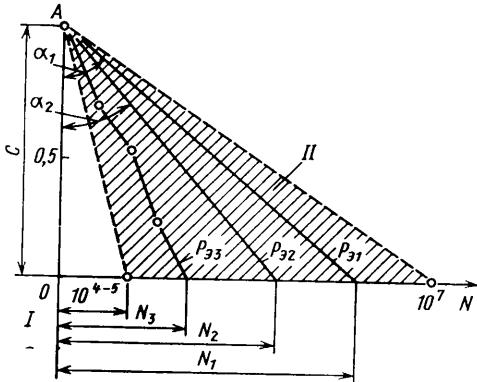


Рис. 1. Связь между потенциальным резервом надежности C , темпом его реализации α , длительностью функционирования N до предельного состояния в различных условиях напряженного состояния P_s ($m = \text{const}$, $C = \text{const}$, P_{s1}, P_{s2} — различные постоянные величины нагрузки; P_s — использование резерва при четырех различных нагрузках

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = 1/P_{s1}^m, \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = 1/P_{s2}^m;$$

I — зона малоцикловой усталости; II — зона усталостных разрушений

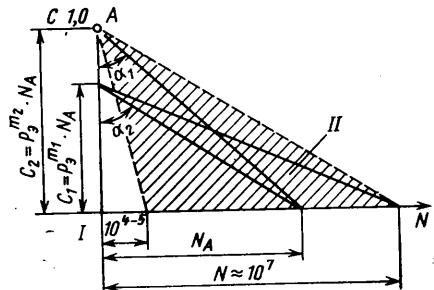
Рис. 2. Связь величины резерва C и темпа накапливающихся повреждений, определяемых величиной m ($P_s = \text{const}$,

$$N_A = \text{const},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = 1/P_{s1}^m;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = 1/P_{s2}^m;$$

I и II — то же, что на рис. 1



характеристики ($B_{\text{ых}}$) агрегатов и систем используются как целевые функции при оценке функциональных свойств автомобиля ($I_{\text{ак}}$) в различных условиях эксплуатации.

Решаются и обратные задачи — по установленным показателям эксплуатационных свойств определяется необходимый комплекс выходных характеристик и конструктивные параметры.

Надежность оценивается по следующим направлениям:

1) только по критерию продолжительности функционирования $I_{\text{в}}$ (путь 2), например, по изнашиванию тормозных накладок, по усталостной поломке деталей и др.;

2) только по критерию нарушения рабочих функций (путь 3), например, по ухудшению тормозных характеристик тормозного механизма в горных условиях.

Критерием надежности в последнем случае должен быть уровень нарушения функционирования, который можно выразить, в частности, через коэффициент удлинения тормозного пути автомобиля. Величина K_t будет выражена K_t . Этот коэффициент зависит от изменения технического состояния тормозных механизмов, которое проявляется в изменении его выходных характеристик и зависит от термостойкости накладок и конструкции тормоза. Для обеспечения безопасности движения автомобиля в тяжелых для тормозов условиях эксплуатации в потенциальные свойства надежности тормозных механизмов должны быть заложены резервы, определяемые избыточностью выходных характеристик, которые оценим коэффициентом избыточности $K_{\text{изб}}$. Избыточность тормозного момента должна обеспечить нормированный путь торможения автомобиля при предельных значениях температуры $t_{\text{пред}}$. Отразим эту взаимосвязь графически на рис. 4. В точке A заложен резерв, определяемый численно коэффициентом избыточности $K_{\text{изб}}$. По мере повышения температуры тормозных механизмов реализуется резерв, и может наступить момент, при котором резерв исчерпан ($K_{\text{изб}} = 1, K_t = 1$), и дальнейшее повышение температурного напряжения вызовет падение тормозного момента и увеличение (выше нормы) коэффициента тормозного пути K_t .

Путь и время (темперы) расходования резерва будут различными в зависимости от условий движения автомобиля, торможения, дорожных условий. Вследствие этого при исследовании величины резерва и сопоставлении с условиями ее реализации нормируют данные условия. Например, назначают характеристики циклических условий торможения, количество циклов и интервалы, режимы торможения (ускорение, давление в системе), начальную скорость, дорожные условия и др.

Условия перехода кинетической энергии в тепловую должны отражать наиболее тяжелые (граничные) условия эксплуатации

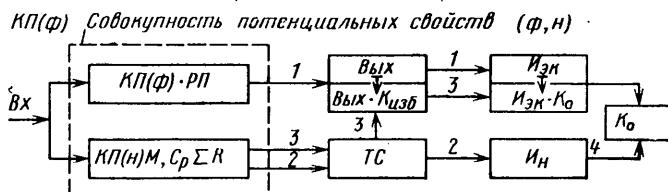


Рис. 3. Оценка и управление функциональными свойствами ϕ и надежностью H .

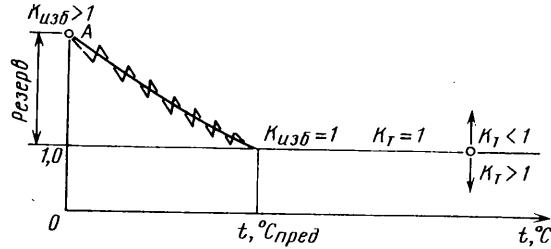


Рис. 4. Связь резерва надежности, выраженного через коэффициенты избыточного $K_{\text{изб}}$ и тормозного пути K_t , с температурой тормозных накладок t .

(худший случай) и выявлять достаточность резерва $K_{изб}$, а также оценивать надежность (пути 2 и 3) по критерию нарушения рабочих функций в сопоставлении с изменением продолжительности функционирования I_n , например, надежность системы питания. В данном случае K_0 определяют по коэффициенту токсичности K_{CO} .

Рассмотрим задачи, относящиеся к управлению качеством при формировании потенциальных свойств надежности, которые основаны на закономерностях и связях, рассмотренных выше.

Отметим характерные особенности оценки.

1. Общность подхода к оценке надежности изделий, подвергающихся разрушению по критерию продолжительности работы (долговечность, количество циклов, наработка и др.).

2. Общность подхода к оценке надежности, проявляющейся в нарушении выходных характеристик систем и функциональных свойств автомобиля, для которых в качестве критерия целесообразно применять коэффициент нарушения рабочих функций K_0 (коэффициент торможения K_t , коэффициент токсичности K_{CO} и пр.).

3. Оценка достаточности и оптимальности резерва надежности при проектировании в случае воздействия циклического нагружения, износа и единовременных предельных нагрузок, которые могут вызвать деформации и поломки. Резерв является главным и обязательным спутником надежности и должен выявляться и нормироваться на стадии проектирования, лабораторных исследований и при эксплуатации.

4. Прогноз надежности изделия в различных условиях эксплуатации, основанный на выявлении темпа, с которым расходуется резерв в конкретных условиях эксплуатации. Темп включает две составляющие: постоянную, зависящую от потенциальных свойств, и переменную — режимные условия, в которых функционирует изделие. Факторы, определяющие темп изменения технического (физико-химического) состояния изделия, должны быть определены при проектировании.

5. Определение предельного состояния, его признаки (критерии, измерители, нормативы), которые должны быть установлены при проектировании и использованы в эксплуатации во время диагностирования.

Все процессы, протекающие в функциональных органах и определяющие уровень надежности, проявляются в виде нарушения рабочих функций (изменения выходных характеристик или полного прекращения функционирования). Эти нарушения вызваны качественными изменениями (временными или постоянными), состоянием материалов, сопряжений, рабочих сред и др.

Изменения происходят внезапно или постепенно по времени или пробегу в зависимости от причин, которые их вызывают. Внезапные нарушения рабочих функций происходят в том случае, если независимо от пробега автомобиль попадает в особо тяжелые условия, не учтенные в процессе проектирования. Постепенные (накапливающиеся) изменения состояния объектов исследования, которые приводят к нарушению рабочих функций, конструктор не может предотвратить из-за различных причин: стоимости, ограничений габаритов и массы, отсутствия конструкционных материалов и рабочих сред с нужными свойствами, дефицитных материалов, состояния технологий производства, ограничений, накладываемых внешними факторами (например, водителем), а также из-за других причин, заставляющих принимать при проектировании компромиссные решения.

Первый вид нарушений конструктор и исследователь должны предотвратить, зная худшие случаи, в которых может работать автомобиль за счет резерва, сочетая конструктивные параметры, свойства конструкционных материалов и рабочих сред, режимные условия рабочих процессов и выбор схем конструкций.

Вторым характерным видом нарушения рабочих функций необходимо целенаправленно управлять в следующие моменты: на стадии проектирования и доводки конструкций — путем формирования потенциальных свойств с резервами и определенной интенсивностью процессов, приводящих к нарушению рабочих функций; в производстве — путем совершенствования технологии, культуры и организации производства; в эксплуатации — за счет высокого качества и своевременности проведения диагностики, профилактики и восстановления автомобиля, его систем с учетом рекомендаций заводов-изготовителей.

Продолжительность испытаний ограничивается или фиксируется в том случае, если ставится задача довести исследуемый объект до предельного состояния или до полного прекращения функционирования. Например, потенциальные резервы двигателей оцениваются на предельных режимах — режимах максимальной мощности и частоты вращения коленчатого вала. При этом доводочные исследования продолжаются до полного

нарушения рабочих функций, а контрольные — с ограничением продолжительности.

Использование высоких значений режимов (предельно форсированных, перегрузочных) позволяет оценить предел, вызывающий полное прекращение рабочих функций с регистрацией продолжительности работы у всей партии исследуемых изделий или у ее части. Устанавливают также причины прекращения функционирования. Это дает конструктору и исследователю дополнительные сведения о величине резерва, а также позволяет повысить гарантийный срок службы, надежность в эксплуатации, вскрыть наименее надежные элементы конструкции и нежелательные явления в рабочих процессах.

Ко второму направлению относятся целенаправленные исследования в области процессов, приводящих к нарушению и надежности и рабочих функций, завышению массы конструкции и др. Эти исследования являются исходными при решении следующих задач:

1) нормирования эксплуатационной долговечности деталей и сопряжений функциональных органов;

2) определения номенклатуры деталей и сопряжений, требующих принудительной замены в различных условиях эксплуатации;

3) установления критериев и нормирования измерителей предельного состояния;

4) нормирования запасных частей по номенклатуре и количеству для различных специфических условий эксплуатации (регионы, дорожные и климатические условия);

5) нормирования массы деталей, агрегатов и автомобиля в целом.

Решение этих технико-экономических задач нормирования необходимо для повышения эффективности производства и эксплуатации. Только с помощью их решения можно управлять показателями качества, оптимизировать совокупность затрат в промышленности и эксплуатации, эффективно управлять техническим состоянием автомобилей в эксплуатации и фондами запасных частей.

Характеристики сопротивляемости нарушению функционирования и их границы должны быть заложены в потенциальных свойствах элементов функциональных органов в процессе конструирования и проверены на стадии лабораторной доводки. Для этого используют специализированное лабораторное автоматическое оборудование и полигоны, позволяющие имитировать различные дорожные условия и форсировать их. В данном случае проводят:

1) исследования процессов, приводящих к постепенному изменению технического состояния за счет остаточных деформаций, изменения контактирования в сопряжениях и зацеплениях, изменения свойств конструкционных материалов и др.;

2) исследования процессов, приводящих к нежелательным изменениям свойств внутренней среды (процессов старения и загорения среды).

Эти исследования касаются органов фильтрации, уплотнений, вентиляции и сопряжений, работающих с трением;

3) исследование влияния температурных режимов на надежность и функционирование, например, это изменение свойств среды, связанное с низкими температурами, которые вызывают замерзание влаги, находящейся в воздушной среде тормозных приводов (высокие температуры масла в редукторах вызывают коксование, выход из строя уплотнений, образование газовых пробок в системах тормозов и т. п.).

4) исследование физико-химических процессов отложений и их переноса на рабочие детали, например, это нагарообразование в головках цилиндров двигателя, нарушения сопряжений в контактах электросистем из-за окисления и др.;

5) исследование сопротивляемости конструкции деформациям с оценкой влияния жесткости элементов конструкции, сопряжений, опор на поломки, возникновение трещин и остаточных деформаций, изменения напряженного состояния в контактах шестерен, в подшипниках, валах, рычагах, кузовах, рамах, картерах и пр.

Перечисленные выше виды исследований должны быть на-

Совокупность потенциальных свойств ($\Phi, \mathcal{N}, T_{ЭСП}$)

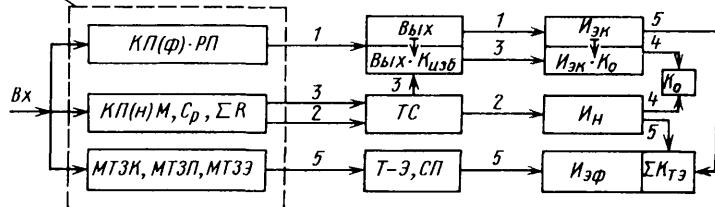


Рис. 5. Пути оценки (1—5) и управления качеством и эффективностью автомобиля

правлены на обеспечение надежности и одновременно на снижение массы деталей и агрегатов автомобиля.

Оценка эффективности использования автомобилей является завершающей формой оценки продукции на основе сочетания

реализации всех потенциальных свойств продукции с конкретными эксплуатационными ситуациями. Оценка эффективности использует систему технико-экономических коэффициентов ΣK_{t-e} , приведенную на рис. 5.



УДК 621.74.01

Технологические особенности изготовления тонкостенных чугунных отливок автомобильных деталей

Б. П. ПЛАТОНОВ, А. А. РЫЖИКОВ, Ю. Б. ПЛАТОНОВ

Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова

С целью значительного уменьшения массы отливки в Горьковском политехническом институте разработана технология изготовления тонкостенного V-образного шестицилиндрового блока.

Первоначально отливку блока изготавливали со стенками толщиной 6—7 мм и массой 100 кг по обычной технологии. При толщине стенок 3,2±0,3 мм масса блока снизилась до 56 кг, или на 44%. Однако для компенсации снижения прочности стенки в связи с уменьшением ее толщины было необходимо повысить прочность чугуна не менее чем в 2 раза.

Для решения этой задачи был выбран высокопрочный чугун с шаровидным графитом, хотя его применение для таких отливок связано с трудностями. При получении шаровидного графита по всем сечениям отливки блока, имеющего толщину стенок 3,2—4,0 мм, в тонких стенках был получен белый чугун. В результате высокотемпературного отжига блок цилиндров подвергается деформациям. Кроме того, в массивных узлах и толстых стенках, которых в отливке блока довольно много, образуются усадочные раковины и пористость, подпитывание которых прибылями с целью предотвращения их образования из-за наличия очень тонких стенок, практически невозможно.

Комплексное решение возникших вопросов достигнуто применением специального чугуна с дифференцированной по толщинам стенок структурой. В тонких стенках (менее 5 мм) отливки чугун имеет шаровидную, а в толстых (более 10 мм) пластинчатую форму графита (см. рисунок). Металлическая основа при этом в тонких стенках феррито-перлитная, в толстых — перлito-ферритная. Таким образом, в тонких стенках получен высокопрочный чугун, соответствующий маркам ВЧ 42-12 или ВЧ 45-5 (ГОСТ 7293—70), а в толстых СЧ 21-40 или СЧ 24-44 (ГОСТ 1412—70).

Различная структура в отливке переменного сечения достигнута в результате совместного изменения таких технологических факторов, как химический состав чугуна, модификация микродозами модификаторов и соответствующая скорость охлаждения. Химический состав исходного чугуна следующий: 3,6—3,8% C; 2,8—3,2% Si; <0,4% Mn; 0,05% Cr; <0,08% P; <0,002% S.

Высокое содержание Si выбрано с целью получения в тонких стенках структуры без свободного цементита [1]. Для этого расплав дважды модифицируется ФС-75.

Содержание Mn и Cr должно быть по возможности низким, для получения ферритной или феррито-перлитной структуры в тонких стенках. Для повышения пластичности тонких стенок содержание P более 0,08% не допускается.

Сфераодизирующее модифицирование производили металлическим магнием в автоклаве или кремнемагниевыми лигатурами. При принятой технологии и скорости охлаждения эффективное содержание Mg в отливке должно быть в пределах 0,005—0,015%, т. е.

$$Mg = Mg_0 - 0,75 S_0,$$

где Mg_0 — остаточный магний в отливке по химическому анализу;

S_0 — остаточная сера в отливке по химическому анализу.

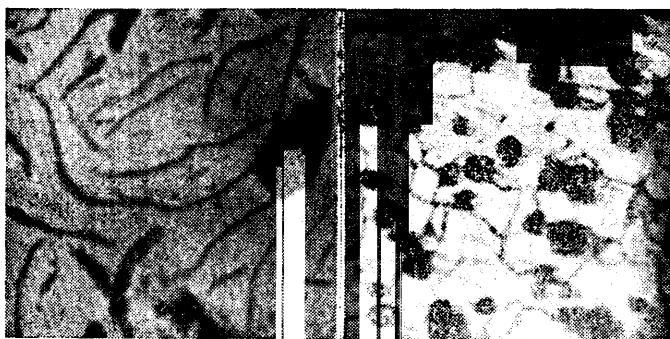
Такое содержание Mg_0 при оптимальной скорости охлаждения обеспечивает получение дифференцированной структуры графита по толщине стенок. При большом содержании Mg_0 в толстых сечениях получается вермикулярный или шаровидный графит, который может привести к указанным выше нежелательным результатам [2]. Жесткие пределы содержания Mg_0 в отливках достигнуты взвешиванием металла и модификаторов перед модифицированием.

Экспериментально установлено, что для каждого количества Mg_0 существует критическая скорость охлаждения, выше которой образуется шаровидный, а ниже — пластинчатый графит. Например, для ступени клина толщиной 10 мм при содержании 0,01% Mg_0 критической скоростью охлаждения является 6,1°C/с. При этой скорости структура состояла из 50% графита шаровидной формы и 50% — пластинчатой.

В тонких стенках (3,2 мм) при данной технологии скорость охлаждения выше критической и достигает 10—14°C/с, в связи с чем образуется шаровидный графит, а в толстых стенках (40 мм), где образуется пластинчатый графит, скорость охлаждения ниже критической и равна 0,5—4°C/с. Как показали опыты, дифференцирование структуры графита также сохраняется на небольшой глубине по периферии толстых стенок, что имеет положительное значение, так как способствует повышению прочности переходного сечения.

Технология изготовления тонкостенного блока была разработана с применением расчетов методом размерных цепей [3]. Всего была рассчитана 31 размерная цепь. Допуски на модельную оснастку и элементы формы были приняты в соответ-

| Двигатель | Расположение цилиндров | Число цилиндров | Материал отливки | Весовая характеристика (кг/кВт) | Способ отливки |
|-----------|------------------------|-----------------|---------------------|---------------------------------|----------------------|
| М-20 | Рядное | 4 | СЧ 24-44 | 1,41 | Сырая песчаная форма |
| ГАЗ-51 | > | 6 | СЧ 24-44 | 1,10 | То же |
| ГАЗ-21 | > | 4 | СЧ 24-44 | 0,90 | > |
| ГАЗ-66 | V-образное | 8 | А14 | 0,42 | Литье в кокиль |
| ГАЗ-24 | > | 6 | Высокопрочный чугун | 0,33 | Литье под давлением |
| | | | | 0,44 | Тонкостенная форма |



ствин с этими расчетами. В результате были получены стенки заданных толщин.

В результате стендовых и дорожных испытаний было выявлено, что в отливке блока с тонкими стенками наблюдается повышенная склонность к течи водяной рубашки через неметаллические включения. В связи с этим были повышенены требования к литниковой системе отливки. Для повышения степени фильтрации жидкого металла в литниковую систему выставляли тонкие щелевидные керамические фильтры с щелями шириной 1,2 мм. В таблице приведены сравнительные данные некоторых автомобильных блоков цилиндров из чугуна и алюминиевых сплавов.

Как видно из приведенных данных, отливка блока цилиндра в тонкостенную форму приближается к литью в кокиль алюминиевого сплава по массе.

Описанным способом были изготовлены опытные отливки картеров и крышек коробки передач для автомобильного двигателя. Масса картера была снижена с 21 до 14 кг, а крышки — с 7 до 4 кг.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыжиков А. А. и др. Устранение отбела в тонкостенных отливках из магниевого чугуна. — Литейное производство, 1965, № 10.

2. Платонов Б. П. и др. Повышение плотности отливок из чугуна с шаровидным графитом. В сб.: Прогрессивная технология литейного производства. Горький: Верхне-Волжское кн. изд-во, 1969.

3. Платонов Б. П. Размерные расчеты литейной формы. Горький: Верхне-Волжское кн. изд-во, 1970.

УДК 621.923.015:621.43—233.133.002.2

Метод повышения точности шлифования кулачков распределительных валов

Канд. техн. наук В. К. КУЛИК, Н. Е. СТАХНИВ

Киевский политехнический институт

ФАСОННЫЕ поверхности кулачков распределительных валов шлифуют на копировальных станках. Для повышения производительности обработку кулачков не ведут до полного выхаживания, а прекращают при достижении требуемой шероховатости поверхности. При этом сила резания на участках минимальной кривизны профиля кулачка достигает значительных величин [1 и 2]. Например, при чистовом шлифовании кулачков распределительного вала двигателя автомобиля ВАЗ «Жигули» максимальное значение составляющей P_y силы резания в конце выхаживания составляет 235—255 Н.

Сила резания в процессе шлифования кулачков последовательно прикладывается к каждому из них. Под действием этой силы прогиб по длине вала переменный, и, следовательно, вызванные прогибом отклонения профилей кулачков от профилей копиров неодинаковы. Как показывает анализ баланса погрешности кулачков, максимальная величина этого отклонения сравнима с полем допуска на обработку фасонного профиля, что уменьшает точность обработки кулачков.

Повысить точность можно за счет корректирования копиров, однако графики коррекции для всех кулачков не совпадают, что значительно повышает трудоемкость расчета и изготовления копиров, не позволяет обрабатывать копиры на станках с ЧПУ по одной программе, а также использовать на параллельно работающих станках взаимозаменяемые копиры. Это усложняет обслуживание станков и снижает их эффективность.

Для возможности использования корректированных взаимозаменяемых копиров на шлифовальных станках необходимо стабилизировать упругие деформации по длине распределительного вала. Рассмотрим метод стабилизации деформаций за счет выбора оптимальной жесткости опор распределительного вала — центров и люнета (или нескольких люнетов).

Для распределительного вала, установленного в центрах и люнете (рис. 1), абсолютные деформации y вала и его опор под действием единичной составляющей P_y силы резания для этой схемы определяются из зависимостей [3]

при $0 < k \leq 0,5$

$$y = \frac{l^3}{3EJ} (1-k)^2 k^2 + \frac{k^2}{C_a} + \frac{(1-k)^2}{C_b} -$$

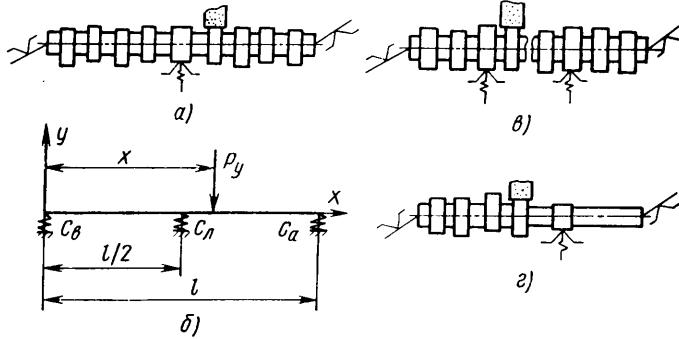


Рис. 1. Схема установки распределительных валов на копировально-шлифовальных станках (a, b, c) и расчетная схема распределительного вала, установленного в центрах и люнете (b)

$$-\left[\frac{\frac{l^3}{12EJ} \left(\frac{3}{4}k - k^3 \right)}{48EJ} + \frac{1}{4C_b} + \frac{1}{4C_a} + \frac{1}{C_l} \right]; \quad (1)$$

при $0,5 \leq k \leq 1$

$$y = \frac{l^3}{3EJ} (1-k)^2 k^2 + \frac{k^2}{C_a} + \frac{(1-k)^2}{C_b} -$$

$$\left[\frac{\frac{l^3}{12EJ} \left(\frac{3}{4}(1-k) - (1-k)^3 \right)}{48EJ} + \frac{1-k}{2C_b} + \frac{k}{2C_a} \right], \quad (2)$$

где $k = x/l$; x — координата приложения составляющей P_y ; l — расстояние между крайними опорами распределительного вала;

C_a , C_b , C_l — соответственно жесткости опор задней и передней бабок и люнета;

E — модуль упругости;

J — осевой момент инерции поперечного сечения детали (для рассматриваемого расчета величина J без существенной погрешности может быть принята постоянной по длине вала).

Примем жесткости C_b и C_a переднего и заднего центров равными, например, 11 кН/мм и, изменяя жесткость C_l люнета в пределах $0 \leq C_l \leq 30$ кН/мм, определим по зависимостям (1) и (2) деформации распределительного вала в середине каждого кулачка. Результаты расчетов показаны на рис. 2. Ввиду симметричного расположения кулачков относительно люнета графики деформаций для кулачков 1 и 8, 2 и 7 и т. д. совпадают. Из рис. 2 видно, что при жесткости люнета C_l , равной оптимальному значению C_l^* , разность между максимальной и минимальной деформациями для всех кулачков распределительного вала наименьшая A_{\min} . Следовательно, при $C_l = C_l^*$ выполняется условие

$$\max_i y_i - \min_i y_i = \min_i, \quad (3)$$

где $i = 2, 3, \dots$ — число кулачков.

Из зависимости (3) следует, что при оптимальной жесткости люнета C_l^* деформации $y, \text{мкм}$ по длине распределительного вала стабилизируются. Благодаря этому выравниваются погрешности

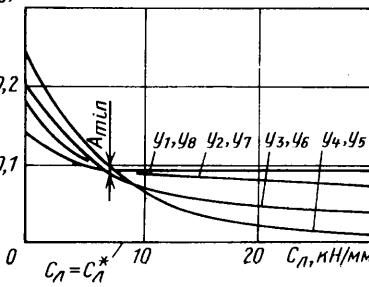


Рис. 2. Зависимости суммарной деформации y распределительного вала и его опор от жесткости C_l люнета при $C_b = C_a = 11$ кН/мм; $J = 4 \cdot 10^4$ мм 4 ; $E = 160$ кН/мм 2 ; $P_y = 1$ Н

сти фасонного профиля кулачков, вызванные действием со-ставляющей P_y силы резания. Как увеличение, так и уменьше-ние жесткости люнета по сравнению с оптимальным значением $C_{\text{л}}^*$ ведет к увеличению погрешностей фасонного профиля кулачков (см. рис. 2).

Из рис. 2 следует, что при обработке вала с двумя кулачка-ми ($i=2$), между которыми расположен люнет, кривые дефор-маций y пересекаются в одной точке. Следовательно, разность деформаций вала в зонах кулачков будет равна нулю, а пог-решности профиля кулачков будут одинаковыми. При $i>2$ погрешности неодинаковые, но при оптимальной жесткости люнета отличаются на величину, намного меньшую поля до-пуска на обработку фасонного профиля (см. рис. 2).

Таким образом, чтобы определить оптимальную жесткость люнета для схемы обработки, показанной на рис. 1,а, необхо-димо по зависимостям (1) и (2) построить графики суммарной деформации y в функции жесткости $C_{\text{л}}$ (рис. 2). По этим графикам определяется оптимальное значение жесткости лю-нета $C_{\text{л}}^*$, для которого выполняется условие (3). Проведен-ные расчеты показали, что если кулачки относительно люнета расположены симметрично, оптимальные жесткости опор пе-редней и задней бабок станка необходимо выбирать так, чтобы

$$C_{\text{в}}^* = C_{\text{а}}^* = \min(C_{\text{в max}}, C_{\text{а max}}),$$

т. е. жесткости должны быть одинаковыми и равными мень-шему из максимальных значений жесткости опор передней и задней бабок.

При несимметричном расположении кулачков относительно люнета (рис. 1,б) или при использовании двух (рис. 1,г) и большего числа люнетов $C_{\text{в}}^* \neq C_{\text{а}}^*$. Для этих схем обработки жесткость $C_{\text{в}}^*$ опоры передней бабки необходимо выбирать ма-ксимальной, а оптимальные значения жесткостей опор зад-ней бабки и люнета (люнетов) определять численными мето-дами нелинейного программирования. При выборе конкретно-го метода необходимо учитывать, что минимизируемая функция

$$A(C_{\text{а}}, C_{\text{л}}) = \max_i y_i(C_{\text{а}}, C_{\text{л}}) - \min_i y_i(C_{\text{а}}, C_{\text{л}})$$

является негладкой по параметрам $C_{\text{а}}$ и $C_{\text{л}}$ (j — число лю-нетов). В связи с этим принимаемый метод расчета оптималь-

ных значений жесткости $C_{\text{а}}^*$ и $C_{\text{л}}^*$ должен обеспечивать по-лучение минимального значения негладкой функции. Для этих целей может применяться квазиградиентный метод [4].

Рассмотренная методика использовалась при расчете опти-мальной жесткости центров и люнета для распределительного вала легкового автомобиля. Разброс погрешности фасонного профиля при неоптимальной жесткости опор распределитель-ного вала составлял 8—14 мкм. При оптимальных жесткостях $C_{\text{в}}^* = C_{\text{а}}^* = 11$ кН/мм и $C_{\text{л}}^* = 8$ кН/мм разброс погрешности кулачков при максимальной составляющей $P_y = 255$ Н не пре-выщал 2 мкм.

Изменение жесткости центров и люнета копировально-шли-фовальных станков осуществлялось за счет регулирования подшипников и вылета пиноли задней бабки, а также измене-ния конструктивных размеров центров и несущих деталей люнета.

Реализация процесса шлифования с оптимальной жесткостью опор распределительного вала позволила значительно умень-шить погрешность фасонного профиля кулачков и отказаться от индивидуальной подгонки копиров для каждого станка. В на-стоящее время на шлифовальных станках, работающих на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР, применяются взаи-мозаменяемые корректированные копии, обработанные на станках с ЧПУ по одной программе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вайткус Ю. Н., Макаров Н. Н. Компенсация динамиче-ских погрешностей шлифования сложных поверхностей по копиру. — Вестник машиностроения, 1970, № 8, с. 54—56.
2. Кулик В. К., Чухно С. И., Иотов В. В. Расчет сил реза-ния при силовом шлифовании кулачков распределительных валов. — Известия вузов. Машиностроение, 1978, № 7, с. 158—161.
3. Писаренко Г. С., Яковлев А. Л., Матвеев В. В. Справоч-ник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1975. 704 с.
4. Нурминский Е. А. Численные методы решения детерми-нированных и стохастических минимаксных задач. Киев: Нау-кова думка, 1979, 160 с.

№ 11, 1980 г.

Автомобильная промышленность,

УДК 621.891-27

Консервационно-технологическая смазка листовой стали для холодной штамповки

Канд. техн. наук С. З. ЮДОВИЧ, канд. техн. наук В. Т. ТИЛИК, С. С. ВЯЗОВСКАЯ, И. Г. ОВЧАРОВ, С. И. КРАВЧУН, А. В. БОЛОТОВ, О. Г. СЛОНИМСКИЙ

Запорожский машиностроительный институт им. В. Я. Чубаря

чающей необходимость дополнительного нанесения масла на листовые заготовки перед штамповкой.

Консервационно-технологическая штамповочная смазка должна обладать сравнительно небольшой вязкостью для обеспечения равномерного слоя при нанесении на поверхность листов в линии отделки, высокими смазочными и антикоррозионными свойствами, нетоксичностью при последующей сварке листов и хорошей смыываемостью при дальнейшей обработке штампо-ванных деталей.

Однако применяемые в настоящее время высоковязкие ком-паундные смазки и смазки на водной основе (№ 584, ШС-2, укринол и др.) этим требованиям удовлетворяют не полно-стью: их нельзя использовать в качестве универсальной кон-сервационно-штамповой смазки из-за недостаточных антикор-розионных свойств и нетехнологичности (высокая вязкость).

Известно, что эффективность технологических смазок зави-сит от их вязкости. Она должна быть такой, чтобы в очаге деформации все время оставался слой смазки, достаточный для экранирования трущихся поверхностей и появления в составе смазки высокомолекулярных жирноокислотных групп (свобод-ных или в виде триглицеридов), которые образуют в очаге деформации прочные граничные слои максимально возможной толщины, не разрушающиеся при высоких давлениях дефор-мации. При одной и той же толщине слоя смазки насыщенные жирные кислоты (с прямыми цепями молекул) имеют лучшую смазываемость, чем ненасыщенные (с разветвленными цепями строения молекул), а высокомолекулярные жирные кислоты — лучшую, чем низкомолекулярные [2].

Таблица 1

| № образца смазки | Компоненты смазки в % | | | | | | | | | | | | Вязкость при 50 °С в сСт |
|------------------|-----------------------|-----|-----|---------------------|---------------------|--|---------------|---------------|-----------------|------|--------------------|------|--------------------------|
| | И-20А | ПХМ | ГХМ | Саломас технический | Кубовый остаток СЖК | Компенсат кубового остатка СЖК с триэтаноламином | Шерстяной жир | Таловое масло | Хлопковое масло | ОП-7 | Кориандровое масло | ГПХМ | |
| 1 | 30 | — | — | — | — | — | 40 | — | — | — | 30 | — | 63,4 |
| 2 | — | — | — | — | — | — | 60 | — | — | — | 40 | — | — |
| 3 | 30 | — | — | — | — | 70 | — | — | — | — | — | — | — |
| 4 | 30 | — | 70 | — | — | — | — | — | — | — | 10 | — | 29,9 |
| 5 | 70 | — | — | — | — | — | 20 | — | — | — | — | — | 36,9 |
| 6 | 70 | — | 30 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 20,9 |
| 7 | 50 | — | 50 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 22,2 |
| 8 | 80 | 20 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 43,4 |
| 9 | 90 | — | — | — | — | 10 | — | — | — | — | — | — | 32,5 |
| 10 | 60 | 20 | 20 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 39,0 |
| 11 | 60 | 15 | 15 | — | — | — | 6 | — | — | — | 4 | — | 40,0 |
| 12 | 30 | 30 | 30 | — | — | — | 6 | — | — | — | 4 | — | 68,2 |
| 13 | 28 | 20 | 30 | — | — | — | 20 | — | — | — | — | — | 65,8 |
| 14 | 28 | 10 | 30 | — | — | — | 30 | — | — | 2 | — | — | 67,0 |
| 15 | 28 | — | — | — | — | — | 40 | — | 30 | 2 | — | — | 59,6 |
| 16 | 28 | 20 | — | 30 | — | — | 20 | — | — | 2 | — | — | 73,4 |
| 17 | 36 | — | — | — | — | 22 | — | — | 40 | 2 | — | — | 69,5 |
| 18 | 38 | — | — | — | — | 10 | 20 | — | 30 | 2 | — | — | 63,8 |
| 19 | 55 | — | — | — | — | 10 | 20 | 13 | — | 2 | — | — | 58,5 |
| 20 | 38 | — | — | 20 | — | — | 40 | — | — | 2 | — | — | 66,0 |
| 21 | 43 | 15 | — | 20 | — | — | 20 | — | — | 2 | — | — | 57,0 |
| 22 | 53 | — | — | — | — | — | 15 | — | — | 2 | — | — | 73,7 |
| 23 | 33 | — | — | — | — | — | 20 | — | — | 2 | — | — | 62,0 |
| 24 | 65 | — | — | — | — | 10 | 20 | — | — | 5 | — | — | 60,7 |
| 25 | 60 | — | — | 20 | — | — | 15 | — | — | 5 | — | — | 69,9 |
| 26 | 45 | — | — | 20 | — | 10 | 20 | — | — | 5 | — | — | 74,1 |

Примечание. ПХМ — полимеризованное хлопковое масло вязкостью 100 сСт при 100°C; ГХМ — гидрогенизированное хлопковое масло с температурой плавления 28–30°C и вязкостью 8–9 сСт при 100°C; ГПХМ — гидрогенизированное полимеризованное хлопковое масло с температурой плавления 28–30°C и вязкостью 14–15 сСт при 100°C.

Автомобильная промышленность, № 11, 1980 г.

Предварительными промышленными исследованиями установлено, что для обеспечения высокачественного промасливания поверхности листов и укладки их в пачки в листоукладчиках агрегатов поперечной резки вязкость смазки не должна превышать 70 сСт при 50°C.

Для повышения смазывающей способности в маловязкое минеральное масло вводились в значительных количествах жировые добавки недефицитных веществ животного и растительного происхождения, а также на основе синтетических жирных кислот.

Из животных жиров широко известен — благодаря своей недефицитности и сравнительно небольшой стоимости — шерстяной жир (воск), получаемый из шерсти овец методом экстракции растворителями или промыванием мыльной водой. Шерстяной жир обладает густой консистенцией (температура плавления 31–43°C) и повышенными смазывающими и защитными свойствами.

Растительные жиры в натуральном виде имеют сравнительно низкую смазывающую способность из-за малой вязкости и повышенного содержания ненасыщенных жирных кислот. Чтобы ее повысить, применяют процессы гидрогенизации — насыщения двойных связей жирных кислот водородом и полимеризации — термоуплотнение масел, при которых происходит укрупнение молекул по месту двойных связей. Эти процессы снижают количество ненасыщенных жирных кислот и повышают вязкость масел.

Из гидрогенизованных растительных масел для создания смазок использовали технический саломас растительных масел (ОСТ НКПП 439), имеющий повышенную температуру плавления (43–47°C).

Из термоуплотненных растительных масел наибольшее распространение получило полимеризованное хлопковое масло — отход при производстве горячелуженой жести, имеющий вязкость 100 сСт при 100°C.

Из продуктов на основе синтетических жирных кислот (СЖК) использовали конденсат кубового остатка СЖК с триэтаноламином, отличающийся невысокой стоимостью, недефицитностью и высокими защитными и смазочными свойствами; температура плавления конденсата 47–52°C.

Для улучшения смываемости смазки после штамповки применяли неионогенные смачиватели — полиэтиленгликоловые эфиры алкилфенолов с 7 или 10 молями оксиэтилена (ОП-7 или ОП-10). В качестве минерального масла использовали индустриальное масло И-20А.

Для исследования в лабораторных условиях было изготовлено 26 образцов смазок, состав и свойства (вязкость) которых приведены в табл. 1.

Исследование смазочных и технологических свойств новых смазок проводили путем определения коэффициента вытяжки, усилия вытяжки и степени деформации на лабораторном

штампе Ш-5, установленном на прессе двойного действия К-460Б усилием 630 Н. Коэффициент трения определяли на специальном приборе, а глубину лунки по Эриксену — на приборе МТЛ-10Г с последующим обезжириванием отштампованных колпачков. Полученные данные сравнивали с показателями применяемой на автозаводах штамповой смазки № 584 (состав в %: И-20А — 17,8; тальк — 5,85; олеиновая кислота — 2,55; едкий натр — 0,1; вода — остальное). Кроме того, исследовали также антикоррозионные свойства новых смазок.

Коэффициент вытяжки определяли при штамповке колпачков диаметром 60 мм по формуле: $m = d/D$ — диаметр заготовки в мм; d — диаметр вытяжного пuhanсона в мм).

Обезжиривание колпачков с опытными смазками проводили в растворе КМ-1 концентрацией 10 г/л при температуре 60°C и выдержке 3,6 мин. Степень удалаемости смазки с поверхности образца определяли по формуле

$$\theta = \frac{G_1 - G_2}{G} \cdot 100\%,$$

где G_1 — масса образца с нанесенной смазкой до обезжиривания;

G_2 — то же, после обезжиривания;

G — масса нанесенной смазки.

Антикоррозионные свойства новых смазок исследовались на образцах металла в камере влажности в сравнении с применяемой для промасливания смазкой И-20А:

| № образца смазки | Время, через которое появилась коррозия на образцах, в сут |
|------------------------|--|
| Масло И-20А | 1 |
| Образец № 12 | 20 |
| » № 13 | 28 |
| » № 14 | 20 |
| » № 24 | 25 |
| » № 25 | 26 |
| » № 26 | 22 |

Результаты испытаний смазочных и технологических свойств новых смазок с лучшими показателями приведены в табл. 2.

Данные показывают, что образец № 13 смазки обладает повышенными смазывающими, антикоррозионными и технологическими свойствами. Поэтому для промышленных исследований была выбрана именно эта смазка, имеющая в своем составе 28% минерального масла И-20А, 20% полимеризованного хлопкового масла, 30% гидрогенизированного растительного масла, 20% шерстяного жира, 2% эмульгатора ОП-7.

В качестве полимеризованного хлопкового масла использовали отработанное масло из ванн горячего лужения жести, а в качестве гидрогенизированного растительного масла —

| Показатели | # образца смазки | | | | | | | | | Смазка № 584 |
|--------------------------------------|------------------|--------|--------|--------|--------|--------|------|------|------|--------------|
| | 8 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 24 | 25 | 26 | |
| Коэффициент вытяжки . . . | 0,448 | 0,448 | 0,448 | 0,44 | 0,44 | 0,44 | 0,44 | 0,44 | 0,44 | 0,44 |
| Усилие вытяжки в Н . . . | 70 000 | 71 000 | 70 600 | 68 090 | 68 000 | 68 000 | — | — | — | 68 700 |
| Коэффициент трения . . . | — | — | — | — | 0,031 | — | — | — | — | 0,035 |
| Глубина лунки по Эриксену в мм . . . | 9,94 | 9,87 | 9,89 | 10,0 | 10,12 | 10,1 | — | — | — | 10,12 |
| Удаляемость смазки в % . . . | — | — | — | — | 96,5 | 96,2 | 98,8 | 96,0 | 96,7 | 96,2 |

технический саломас растительного масла (ОСТ НКПП 439) с температурой плавления 43°C, вязкостью 9 сСт при 100°C. Приготовление консервационно-штамповой смазки проводилось путем смешивания указанных компонентов при температуре 70—80°C в специальной емкости с мешалкой.

Промышленные исследования по промасливанию новой смазкой готовых холоднокатаных листов проводили на агрегате поперечной резки. Для обеспечения равномерного нанесения новой смазки на поверхность листов провели переоборудование существующей промасливающей машины: установили бак вместимостью 2 м³, новый коллектор с увеличенным количеством отверстий (расстояние между отверстиями уменьшено с 50 до 15 мм) и секционной подачей смазки, а также выполнили обогрев бака, трубопроводов, коллектора и приемной емкости (картера) промасливающей машины.

Толщина слоя смазки при промасливании регулировалась кратковременным включением и выключением насоса, подающего смазку через коллектор на фланцевые ролики.

При обильной подаче смазки резко ухудшились условия пакетирования листов в листоукладчике и пачка «расползлась». Расход смазки при промасливании составил 1—2 кг/т.

Следует отметить, что консервационно-технологическая смазка, как правило, наносилась на листовую сталь с различной шероховатостью сторон, поставляемой по ТУ 14-1-1229—75, что позволило изменять при штамповке коэффициент контактного трения, с одной стороны, между заготовкой и матрицей и, с другой стороны, между заготовкой и пуансоном [3], т. е. управлять работой трения. Это в свою очередь создает условия для улучшения штампуемости и, как следствие, снижения потерь металла из-за появления трещин в отштампованных деталях [4]. Например, из листовой стали 08Ю, 08ПС, 08КП, промасленной консервационно-технологиче-

ской смазкой, были отштампованы без дополнительной смазки заготовок перед штамповкой детали 30 наименований. Брака при штамповке не было. В то же время штамповка деталей из листовой стали с одинаковой шероховатостью сторон и без консервационно-технологической смазки требует обязательной смазки заготовок технологической смазкой перед штамповкой во избежание брака износа штамповочного инструмента.

На основании проведенной работы было установлено, что применение при штамповке листовой стали с различной шероховатостью сторон, промасленной консервационно-технологической смазкой, повышает производительность труда в среднем на 10—12%, снижает потери металла вследствие отсутствия брака, а также износ штамповочного инструмента и резко повышает культуру штамповочного производства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эмульсии и смазки при холодной прокатке/В. К., Белосевич, И. П. Нетесов, В. И. Мелешко, С. Д. Адамский. М.: Металлургия, 1976. 415 с.
2. Грудев А. П., Тилик В. Т. Технологические смазки в прокатном производстве. М.: Металлургия, 1975. 367 с.
3. Чекмарев А. П., Юдович С. З., Мелешко В. М., Белый Е. Т. Влияние различной шероховатости сторон холоднокатаной листовой стали на ее свойства. — Сталь, 1971, № 6, с. 530—532.
4. Юдович С. З., Белый Е. Т., Сычук Ю. Т. Технология штамповки автокузовных деталей из листовой стали с различной шероховатостью поверхности сторон. Запорожье, ЗЦНТИ, информ. листок № 91, сер. 10, 1976, 6 с. Прогрессивная технология передовых методов обработки металлов давлением.

№ 11, 1980 г.

Автомобильная промышленность,

Автоматическая линия очистки отливок картера коробки передач

автомобиля «Москвич»

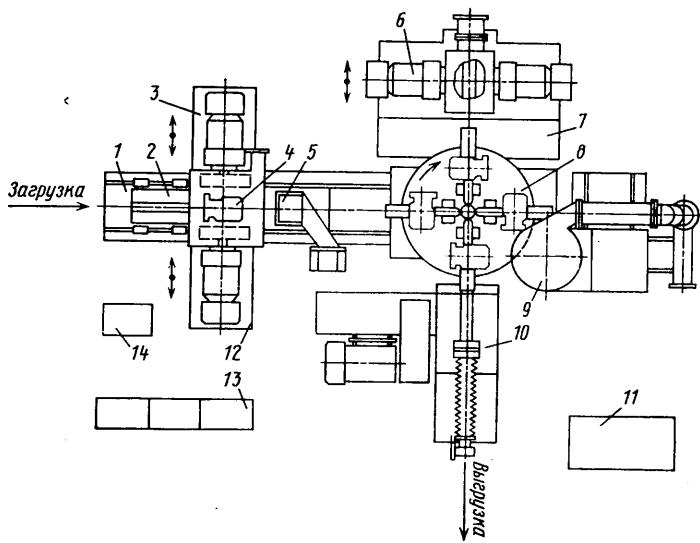
А. С. КОСТРЮКОВА, С. Г. ГОРШКОВ, Б. А. ХАНЯЕВ
НИИtractorosельхозмаш

АВТОМАТИЧЕСКАЯ линия очистки отливок картера коробки передач автомобиля «Москвич» по линии разъема полуформ от остатков питателей, литников, заливов и других дефектов предназначена для работы в литейных цехах машиностроительных заводов.

Технологический процесс обработки на линии включает в себя операции абразивной зачистки плоскостей отливки.

Конструкция линии показана на рисунке. В линию входят горизонтальные шлифовальные станки 3, 6, 7, 12, перекладчик 5, поворотный стол 8, вертикальный шлифовальный станок 9, фрикционный станок 10. Рабочие органы линии имеют привод от гидросистемы 11, узлы электроавтоматики расположены в электрошкафах 13. Управление линией осуществляется оператором с пульта управления 14.

Работа линии заключается в следующем. С помощью транспортных средств отливка 4 укладывается на тележку 2, которая, двигаясь по направляющим станины 1, проносит ее между абразивными кругами станков 3, 12 (производится зачистка двух боковых плоскостей отливки). Далее перекладчик 5 отливку 4 поворачивает на 90° и перекладывает ее на поворотный стол 8. На поворотном столе 8 зачищаются еще две ее боковые плоскости (при движении шлифовальной бабки станка 9). Затем отливка 4 поступает (за счет очередного поворота стола 8) на фрикционный станок 10, где с помощью фрикционного диска станка 10 обрабатывается ее профильная



поверхность. Система пылеотсоса присоединяется к заводской вентиляционной системе.

Линия рассчитана на работу в наладочном и автоматическом режимах, на ней одновременно обрабатываются четыре отливки.

Внедрение линии в производство дает большой экономический эффект, сокращает трудоемкость обработки отливок, высвобождает 13 рабочих-обрубщиков, а других избавляет от тяжелого ручного труда, улучшает санитарно-гигиенические условия труда в цехе.

Техническая характеристика линии

| | |
|--|------|
| Производительность в отл./ч | 200 |
| Цикл в с | 15 |
| Коэффициент технического использования | 0,83 |

| | |
|---|------------------------------|
| Инструмент: | |
| круги шлифовальные в шт.: ПП600×100×306 | 2 |
| К500×100×400 | 3 |
| стальной профильный диск (фрикцион) | 1 |
| Окружная скорость шлифовальных кругов в м/с | 30—40 |
| Окружная скорость фрикциона в м/с | 65 |
| Скорость подачи отливки на тележке в мм/с | 75 |
| Скорость подачи отливки на поворотном столе в мм/с | 60 |
| Давление в гидросистеме в МПа | 3 |
| Масса отливки в кг | 8 |
| Материал отливки | СЧ 15—32 (ГОСТ 1412—70) |
| Установленная мощность в кВт | 197 |
| Габаритные размеры линии в мм | 7000×5200×2900 |
| Масса линии в т | 18 |
| Рабочая жидкость гидросистемы | Масло индустри- альный 20 |

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.114.45:796

АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛИ — ОЛИМПИАДЕ-80

П ОДГОТОВКА специализированного автомобильного транспорта, предназначенногодля проведения и обслуживания Олимпийских игр 1980 г., была начата задолго до их открытия.

Специализированный автомобиль или другое транспортное средство, предназначенное для Олимпиады, должен был отличаться от обычных серийных не только олимпийской символикой, но и оригинальностью конструкции, высокой надежностью и, безусловно, соответствующим цветографическим оформлением. Таким представляли олимпийский транспорт автомобилестроители, начинавшие работу в 1976 г., когда была определена и согласована Оргкомитетом Олимпиады-80 и Спортомитетом СССР его номенклатура. Создание олимпийских транспортных средств было для нашей страны делом новым: ранее она их почти не изготавливала. Например, до этого не создавались автомобили для удовлетворения нужд спортсменов-конников, для перевозки средств парусной регаты и спортивных лодок, велосипедов, обслуживания спортсменов-легкоатлетов и т. д. Практически весь олимпийский транспорт осваивался отраслью впервые, поэтому его создание потребовало оперативных мер по изучению зарубежного опыта, требований и условий перевозок. Наибольший объем работ по утвержденной номенклатуре был возложен на Завод микроавтобусов «РАФ» им. XXV съезда КПСС (г. Елгава), ставший разработчиком и изготовителем ряда олимпийских автомобилей на базе микроавтобусов РАФ-2203. Ему, единственному в отрасли, было присвоено звание «Официальный поставщик Игр XXII Олимпиады».

Разработка автомобилей для перевозки спортивных лошадей (на базе ЗИЛ-133Г1) и перевозки академических лодок, байдарок и каноэ (на базе ГАЗ-53А) была поручена Головному специальному конструкторскому бюро по ремонтным мастерским и кузовам (г. Шумерля), а серии прицепов для транспортировки судов парусной регаты, катеров, академических лодок, байдарок и каноэ — Головному конструкторскому бюро по тракторным и автомобильным прицепам (г. Балашиха). Своевременное выполнение олимпийских заказов по изготовлению специализированных автотранспортных средств обеспечили коллектизы

Курганского автобусного завода (автомобиль для перевозки спортивных лошадей), Горьковского автозавода (автомобиль для перевозки лодок), Ворошиловградского автосборочного им. 60-летия Советской Украины, Канашского автогенераторного, Тираспольского автоприцепов и Сердобского машиностроительного (прицепы для перевозки судов, катеров, лодок) заводов. В создании специализированного транспорта для Олимпиады-80 велики заслуги коллективов ЛиАЗ, ГАЗ, ЗМЗ, ПАЗ, ОДАЗ, ЕрАЗ, НАМИ и других предприятий отрасли.

Выполняя решение о создании транспортных средств для Олимпиады-80, автомобилестроители Советской Латвии создали целое семейство специальных автомобилей. Все они разрабатывались конструкторами РАФ и изготавливались в его экспериментальном цехе. Первыми свои олимпийские функции начали выполнять специальные автомобили РАФ-2907 (рис. 1), которые сопровождали эстафету олимпийского огня на долгом ее пути от древней Олимпии к столице нашей Родины — Москве.

Различными способами доставлялся огонь из Греции к местам проведения предыдущих Олимпийских игр. На этот раз доставка огня выпала на долю спортсменов-бегунов, которые на протяжении почти 5 тыс. км передавали его из рук в руки через каждый километр пути. Автомобилем РАФ-2907 предстояло сопровождать спортсменов, сохранив огонь, подстраховывая факел бегуна от всяких случайностей на этом долгом и трудном пути.

Автомобили РАФ-2907, представляющие собой передвижной комплекс технических средств, обеспечивающих зарядку, хранение при пониженных температурах, регулировку и выдачу спортсменам-бегунам олимпийских факелов, работающих на сжиженном газе, имеют специальную высокоеффективную систему охлаждения двигателя, которая обеспечивает нормальную работу автомобиля при длительном движении со скоростью 12—15 км/ч и температуре окружающей среды 40—50°C. Они оборудованы согласно требованиям противопожарной безопасности отсеком для хранения факелов с запасным олимпийским огнем.

На всем протяжении пути от Греции до Москвы их вели водители завода

РАФ, обеспечивая строгое соблюдение графика эстафеты.

Другим автомобилем, предназначенным для служб Оргкомитета, был РАФ-2908, салон которого имеет семь пассажирских мест, стационарный и откидной столик для работы, цветной телевизор, радиоприемник, холодильник, принудительную вентиляцию салона.

Для технического обеспечения каждой команды во время шоссейных и кольцевых велогонок были изготовлены специальные автомобили РАФ-2909 (рис. 2) сопровождения и технической помощи, представляющие собой вариант пятиместного микроавтобуса-пикапа с платформой, снабженной склонным тентом. На этой платформе навешивались запасные велосипеды, колеса, размещавшиеся другие средства оказания гонщикам оперативной технической помощи. Для



Рис. 1



Рис. 2



Рис. 3

удобства работы технического персонала из салона на платформу имеется выход (двухстворчатая складная дверь).

Интересен по замыслу и конструкции микроавтобус-электромобиль РАФ-2910, предназначенный для перевозки судей и обеспечения их работы на соревнованиях по марафонскому бегу и спортивной ходьбе. Трудность стоявшей перед конструкторами задачи заключалась в том, что эти соревнования требовали бесшумного и бесздымного транспорта, который не мешал бы спортсменам на дистанции. Вот почему выбор пал на электромобиль. Его кузов разделен на три части: кабина водителя, салон и отсек для аккумуляторной батареи. Салон оборудован двумя рабочими местами для судей (стол, поворотные сиденья, магнитофон) и дополнительными дверями (с левой стороны), а некоторые его экземпляры — световым табло, показывающим результаты спортсменов. Оно размещено над крышей и снабжено механизмом для поворота на 180°, управляемым с пульта на рабочем столе оператора. Запас хода без дополнительной подзарядки составляет 90 км.

Для арбитров соревнований, работающих в движении (на велогонках, соревнованиях по гребле и др.), были предназначены автомобили РАФ-2911, имеющие четыре специально оборудованных рабочих места для судей и дополнительный выход сзади (через специальную двухстворчатую дверь, оборудованную электроприводом). На этих автомобилях, как и на РАФ-2910, устанавливали магнитофон и световое табло, показывающие результаты спортсменов в движении во время соревнований.

В ходе подготовки спортсменов к соревнованиям использовались автомобили РАФ-2913 — спортивные лаборатории, созданные на базе серийного микроавтобуса и предназначенные для комплекс-

ного обследования спортсменов, оперативного контроля за их подготовленностью к соревнованиям. Этот автомобиль имеет отдельно выделенные кабину водителя, рабочий салон, задний отсек. Салон оборудован столом, поворотным и откидным сиденьями, монитором, миллисекундомером, приемником «Спорт», стеллажами для другой аппаратуры.

Среди транспорта, обслуживающего комплекс Олимпийской деревни, всеобщее признание получил специальный пассажирский автопоезд РАФ-3407-9225-9226 (рис. 3), обеспечивающий перевозки спортсменов и гостей по ее территории. Автопоезд состоит из специального двухосного седельного тягача и двух одноосных пассажирских полуприцепов (вагонов), сочлененных между собой опорно-цепным устройством. Передняя часть тягача и кабина водителя изготовлены с использованием основных формообразующих деталей серийного микроавтобуса РАФ-2203; передняя независимая подвеска унифицирована с подвеской микроавтобуса, задняя зависимая на четырех цилиндрических прижинах и четырех амортизаторах, полностью унифицирована с полуприцепами; тормозная система — пневмогидравлическая. Кузова полуприцепов каркасные, несущие с открытыми боковинами, оборудованы оригинальными цельностеклопластиковыми сиденьями на 20 пассажиров в каждом вагоне. В качестве отделочных панелей на автопоезде применены вакуумно-формовочные детали из пластика АБС. Автопоезд оборудован громкоговорящей установкой и звуковой сигнализацией с пассажирскими местами.

Среди большого числа моделей автомобильных средств, предназначенных для обслуживания олимпийских соревнований, особую группу составляют автопоезда для перевозки спортивных судов различного назначения.

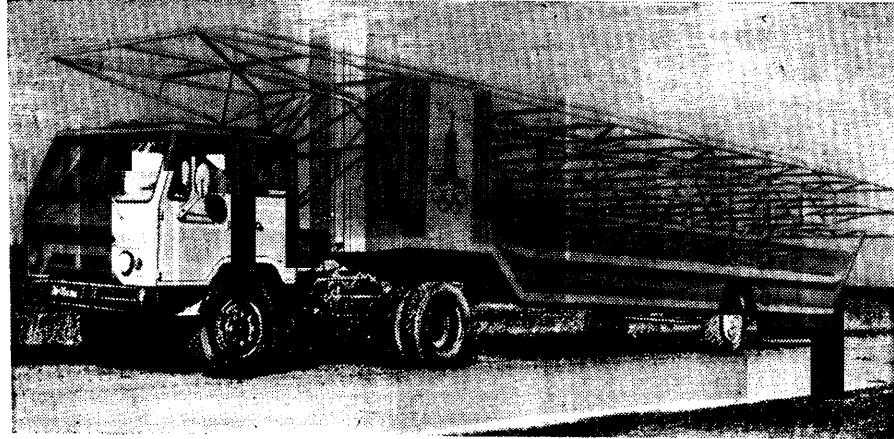


Рис. 4

По техническим требованиям Спортивного комитета СССР Головным конструкторским бюро по тракторным и автомобильным прицепам (г. Балашиха) с участием НАМИ созданы прицепы четырех типов для перевозки спортивных судов.

Одноосный полуприцеп модели ГКБ-9928 (рис. 4) предназначен для перевозки с седельным тягачом КАЗ-608В гребных судов: 26 академических (восьмерок, четверок, двоек, одиночек) или 39 байдарок и каноэ (четверок, двоек, одиночек). Для размещения лодок на раме полуприцепа установлен пятиярусный контейнер ферменной конструкции. В его ячейки укладываются лодки, увязанные специальными ремнями с регулируемым креплением. Самые длинные лодки — академические восьмерки — размещаются на верхнем ярусе, выступая за габариты полуприцепа.

С целью защиты лодок от загрязнения боковины контейнера закрывали полотнищами с синтетическим покрытием, на которые были нанесены надписи и олимпийская символика.

Под нижним ярусом на раме полуприцепа предусмотрены отсеки для размещения весел, уключин и лодочных моторов для тренерских судов, а также двух емкостей для запаса топлива лодочных моторов.

Автопоезд был создан для перевозки судов на дальние расстояния при выезде команд на соревнования, так как седельный тягач КАЗ-608В имеет кабину со спальным местом для отдыха водителей.

Создано также семейство автопоездов в составе автомобилей РАФ-2203 и одноосных прицепов: для перевозки швертботов и катамаранов — модель ГКБ-8913 (рис. 5); для перевозки яхт и катеров — модель ГКБ-8914 (рис. 6); для перевозки академических гребных судов — модель ГКБ-8915.

Все прицепы рамной конструкции и отличаются длиной и конструкцией надстроек для размещения судов. Так прицеп ГКБ-8913 трех модификаций предназначен для перевозки парусных швертботов (типов «Финн», «470», и «Олимпийский») и катамаранов Торнадо.

Для каждого типа судна имеются надстройки своего исполнения в виде трубчатых рам с ложементами, на которые укладываются суда в два или три яруса и их рангоут.

Прицеп ГКБ-8914 изготовлен трех модификаций: для яхты «Солинг», для яхты «Звездный» и для судейских катеров типа «Ритм» или «Элан».

Прицепы для яхт имеют на раме короб для опоры бульбика яхты и ложементы под корпус яхты на высоких трубчатых стойках.

Рангоут яхт укладывается на поперечинах их крепления. Конструкция опор удобна для погрузки яхт краном.

Прицеп для катера оборудован специальными ложементами по обводам корпуса, установленным на раме прицепа.

Прицеп ГКБ-8915 снабжен трехярусной фермой, на поперечных балках которой размещается одиннадцать академических гребных судов различных типов или двенадцать байдарок и каноэ. Для укладки лодочных принадлежностей на раме прицепа предусмотрен вместительный рундук, закрываемый тентом.

На прицепах к автомобилям РАФ установлены инерционные тормоза наката оригинальной конструкции с гидравлическим приводом на колесные тормозные

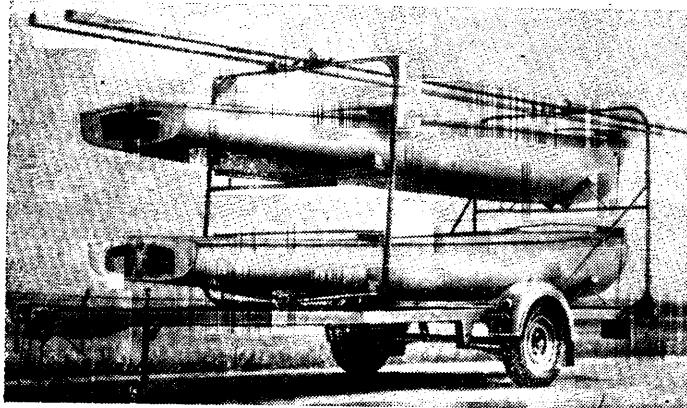


Рис. 5

механизмы. Такой тормоз обеспечивает эффективное торможение автопоезда в пределах норм, установленных отечественными требованиями и Правилами № 13 ООН.

Прицепы оборудованы также выдвижными поперечинами с блоками фонарей габарита, стоп-сигнала и световозвращателями, вылет которых можно регулировать по длине перевозимых судов, а также механическим стояночным тормозом и регулируемой передней опорой.

Компоновка прицепа — рациональная и современная, что в сочетании с окраской, унифицированной с автомобилями и декоративными элементами, обеспечило автопоездам хороший внешний вид.

Не менее оригинальным по своей конструкции является автомобиль (рис. 7), предназначенный для перевозки академических лодок, байдарок и каноэ. Основными частями являются шасси, кузов и несущая ферма длиною 12 м. Кузов состоит из грузового отсека и салона.

Салон расположен в передней части кузова и служит для размещения сопровождающего и отдыха водителей, оборудован отопителем, двумя полками (спальными местами), одна из которых (вагонного типа) может служить откидным столиком и сиденьями, а также шкафом для личного имущества водителей.

Грузовой отсек расположен в задней части кузова и служит для перевозки спортивного инвентаря, в левой его части имеется отсек с выдвижными кассетами для укладки парных весел, в правой — кронштейн для крепления четырех лодочных моторов.

Для обогрева салона кузов оборудован отопителем. Ферма предназначена для укладки и закрепления на ней 14 академических лодок и распашных весел к ним или 32 байдарок и каноэ. Загрузка фермы лодками может осуществляться как сзади, так и сбоку (при откинутых стойках). Чтобы уменьшить динамические нагрузки, действующие на кузов в движении, между ним и фермой установлены резиновые прокладки.

Своевременное выполнение олимпийских заказов по изготовлению прицепов обеспечили коллективы Ворошиловградского автосборочного им. 60-летия Советской Украины, Кашинского автоагрегатного, Тираспольского автоприцепов и Сердобского машиностроительного заводов.

Большой интерес представляет оригинальный автомобиль (рис. 8) для перевозки спортивных лошадей, изготовлен-

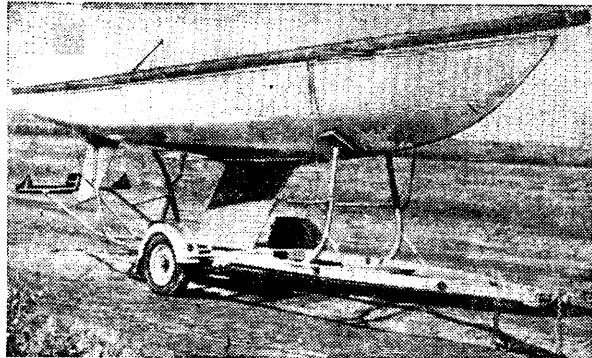


Рис. 6

ный на базе автомобиля ЗИЛ-133Г1, рассчитанный на перевозку шести средних лошадей (масса каждой до 500 кг), а также 450 кг фуражи и воды. Внутренняя часть кузова разделена на три отсека: два крайних — грузовых, средний — салон для сопровождающих. В грузовых отсеках оборудовано по три стойла, причем перегородки между ними закреплены шарнирно — на стойках, которые можно перставлять с места на место, меняя тем самым число стойл от шести до четырех.

Каждое стойло по периметру надежно защищает лошадь от ударов и возможных толчков в дороге. Оно оборудовано кормушкой, поилкой и специальным приемником для стока отходов. Каждый грузовой отсек имеет свой выдвижной трап. Опущенный на землю, трап образует наклонную площадку под углом 28°

для входа и выхода лошадей. Перед началом движения автомобиля оба трапа задвигаются под кузов и закрепляются.

В салоне для сопровождающих есть два раскладных спальных места — верхнее и нижнее, отсек для мелкого инвентаря, предусмотрены места для укладки седел, аптечки. Салон отделан пластиком, имеет откидной столик, освещение, автономный отопитель.

Для обслуживания игр XXII Олимпиады в Москве на базе автобуса ЛАЗ-5255 были созданы два специальных автобуса — информационно-пропагандистской службы колонны сопровождения эстафеты Олимпийского огня (рис. 9) и автобус-салон для Оргкомитета Олимпиады-80.

Первый из них разрабатывался в соответствии с согласованными с управлением эстафеты и церемоний Оргкомитета

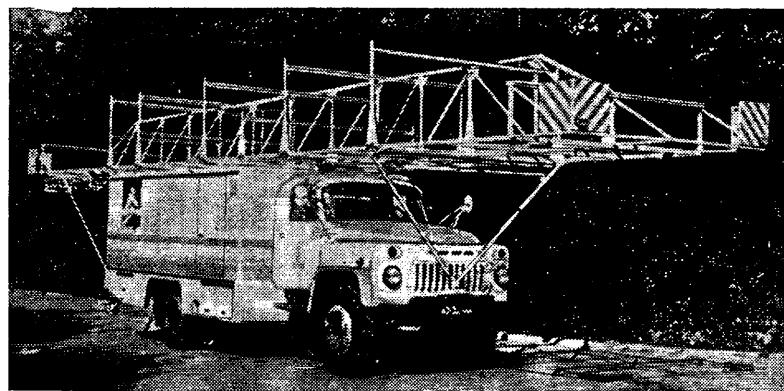


Рис. 7

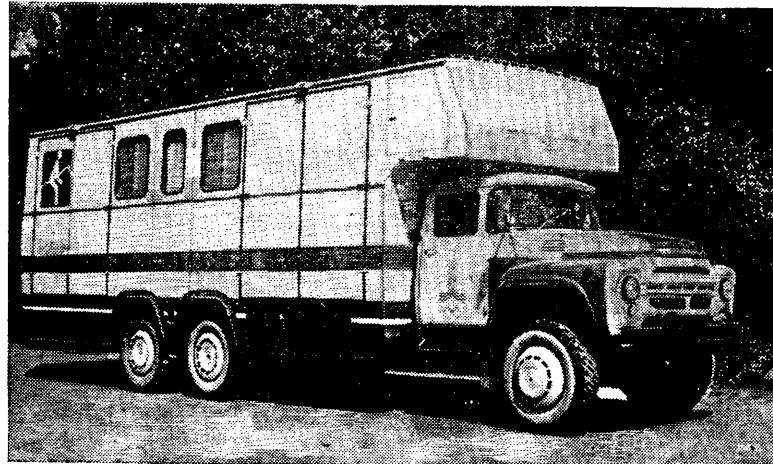


Рис. 8



Рис. 9

та Олимпиады-80 требованиями и предназначался для выполнения задач, стоявших перед этой службой, в частности, для подготовки и корректировки текстов выступлений представителей Оргкомитета на церемониях по маршруту эстафеты, проведения пресс-конференций, подготовки и обработки ежедневных отчетов о пройденном маршруте и проведенной работе, подготовки видео-, фото- и текстовых материалов для отчета, оформления дипломов и грамот, проведения совещаний во время движения колонны и на остановках.

Салон автобуса состоит из трех отсеков: рабочего, для совещаний и бытового.

Рабочий (передний) отсек имеет трехрядную планировку: с левой его стороны установлены пять двухместных сидений с увеличенными шагом, углом наклона спинки и шириной; с правой стороны установлены пять одноместных сидений аналогичной конструкции; у задней стены отсека расположены ящики для документации и сейф.

Отсек для совещаний оборудован четырьмя креслами и двумя столиками 450×900 мм и может быть использован не только для проведения совещаний, но и как рабочее место для двух машинисток. Столики — складывающиеся, а кресла — раздвижные, в результате за 2–3 мин отсек может быть переоборудован в спальню с двумя спальными местами размером 900×1820 мм каждое. Аварийно-вентиляционный люк крыши в этом отсеке выполнен полностью открывающимся, что дает возможность вести фото- киносъемку с крыши автобуса.

В бытовом отсеке размещены туалет с умывальником, гардероб, буфет с холодильником и электротермосом, а также рабочее место оператора, управляющего работой видеомагнитофона, маг-

нитолы, магнитофонов и другого оборудования.

Автобус оборудован установкой для кондиционирования воздуха (холодопроизводительность — 15 тыс. ккал/ч). Передний отсек и отсек для совещаний оборудованы телевизорами «Электроника Ц-430».

Для обеспечения устойчивой работы телефоно-радиооборудования в автобусе установлены дополнительные генератор на 12 В, аккумуляторная батарея и преобразователь на 220 В, обеспечивающий работу пишущих машинок и электро-бритья; имеется также дополнительная фара-проектор, регулируемая из салона, и три наружных динамика. Для снижения уровня солнечной радиации в салоне боковые стекла металлизированы нержавеющей сталью и оборудованы солнцезащитными регулируемыми шторками барабанного типа.

Интерьер салона выполнен в мягких светло-коричневых, золотистых и коричневых тонах. Для сбивки потолка, кресел, боковин и багажных полок применены современные синтетические материалы. Пол покрыт ковром. Наружная окраска автобуса — многоцветная, с преобладанием мягких желтых и светлокоричневых тонов — создает хорошее эстетическое впечатление.

Автобус информационно-пропагандистской службы прошел без отказов и неисправностей в различных климатических и дорожных условиях от Москвы до Олимпии, а затем с колонной эстафеты — от Олимпии до Москвы 10 тыс. км.

Автобус-салон для Оргкомитета Олимпиады-80 предназначался для проведения различного рода совещаний и конференций в период Олимпийских игр. В нем установлены 14 поворотных (на 180° с фиксацией поворота через каждые 45°) кресел с массивными подлокотниками и столько же выдвижных столиков, каждый из которых в транспортном положении можно убирать в боковину автобуса. Вторые (по ходу автобуса) столики выполнены более широкими с тем, чтобы ими можно было пользоваться пассажирам первых кресел при повороте их на 180°.

Вдоль бортов автобуса расположен сплошной подоконник шириной 900 мм, в котором у каждого кресла установлены пепельница, индивидуальный микрофон с вешанием на салон и предусмотрено место для установки бутылек с минеральной водой и стаканов. Возле каждого кресла в боковине имеются формованные из пластика АБС карманы, выполненные под размер чемодана "дипломат". В салоне установлены три телевизора "Электроника Ц-430" (на перего-

родке кабины водителя) и два монитора "Электроника-407" (под каналами индивидуальной раздачи воздуха).

Бытовой отсек автобуса выполнен аналогично такому же отсеку в автобусе, сопровождающем эстафету Олимпийского огня, за исключением рабочего места оператора, где одноместное сиденье заменено трехместным, переоборудуемым при необходимости в спальное место.

Автобус оборудован кондиционером, туалетом, баром с термоэлектрическим холодильником, радиоприемником, магнитофоном, магнитолой и наружными динамиками. Наружная окраска — трехцветная, с применением лессирующей эмали светло-золотого цвета.

Изготовление двух автобусов для обслуживания игр XXII Олимпиады в Москве доказывает возможность создания на базе автобуса ЛАЗ-5255 специальных автобусов с пассажирским салоном практически любой планировки.

По заданию Гостелерадио на Ликинском автобусном заводе на шасси «автобуса ЛиАЗ-677 был создан специальный автомобиль для передвижной телестанции, что позволило вести телевизионные передачи со всех объектов Олимпиады-80.

В кузове автомобиля размещены шумоизолированные кабины видеорежиссера и звукооператора. В техническом отсеке и под полом кузова располагается телеворужение, позволяющее вести передачу непосредственно с места событий. На крыше автомобиля расположены телевизионные антенны, а также площадка для оператора. Для подъема оборудования на крышу имеется специальный грузоподъемник. Автомобиль оборудован кондиционером воздуха.

В заключение необходимо отметить большой объем работ по испытаниям и доводке всех автомобилей, предназначенных для нужд Олимпиады-80, который выполнен заводами отрасли, НАМИ и Центральным автополигоном совместно со Спортивным комитетом СССР и Оргкомитетом Олимпиады-80. Результаты этого не могли не сказаться на качестве транспортных средств, и они оказались: вся автомобильная техника, независимо от места, времени и условий ее использования, работала безотказно, обеспечила все мероприятия, связанные с Играми XXII летней Олимпиады в Москве.

А. А. БЕРГ, Д. Д. МЕЛЬМАН,
Е. В. ИЛЬИНСКИЙ, И. В. СМИРНОВ,
Н. П. ИОНКИН, В. П. БОГАТЬЕВ
Министерство автомобильной промышленности, НАМИ

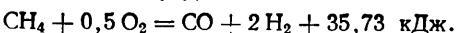
УДК 621-43.004.68:629.113

О ПРИМЕНЕНИИ КОНВЕРСИОННЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

В ПОСЛЕДНИЕ годы за рубежом проводят широкие исследования с целью выяснить возможности использования конверсии моторного топлива на борту автомобиля для улучшения его экономичности и снижения выбросов вредных веществ. Созданы опытные конструкции конверсионных генераторов, которые показали высокую эффективность во время стендовых и дорожных испытаний.

Конверсия моторного топлива (обычно бензина) заключается в изменении его химического состава с целью оптимизировать процесс сгорания в двигателе.

Паром (паровой). Термическая конверсия состоит из неполного окисления углеводородного топлива, протекающего по модельному уравнению



Чтобы обеспечивалась приемлемая скорость реакции, температура в ее зоне должна быть 1200—1300°C. Основными компонентами продуктов термической конверсии бензина являются H_2 , H_2O , CO , CO_2 , C и CH_4 . Максимальный выход водорода достигается при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,1$, однако в этой области происходит интенсив-

ное образование сажи. Поэтому интерес представляет диапазон $\alpha = 0,3 \div 0,35$, при котором сажа в синтез-газе практически отсутствует, а содержание водорода доходит до 30% по объему. Важнейшими факторами, определяющими конечный состав синтез-газа при воздушной конверсии топлива, являются концентрация кислорода в исходной смеси, температура и давление процесса, а также способ и время охлаждения продуктов реакций. Для более полного протекания процесса конверсии широко используют различные катализаторы, обычно на основе никеля.

Положительные качества термических генераторов конверсии — простота, компактность и дешевизна, недостатки — высокие температуры процесса, значительные энергетические потери при конверсии, сравнительно небольшой выход водорода и склонность к образованию сажи.

На рис. 1 представлена конструктивная схема автомобильного термокаталитического генератора конверсии бензина, разработанного в США лабораторией реактивных установок НАСА. Генератор состоит из трех основных частей: форсуночной головки 13, камеры горения 9 и теплообменника 8. Пуск генератора происходит при подаче воздуха через решетку 7 теплообменника в эмульсионную форсунку 1, снабженную шнековым завихрителем 14. Моторное топливо подается через штуцеровой электропривод клапан 12 к пусковой струйной форсунке 15, распыливающей топливо в реакционный объем. Образующаяся топливовоздушная смесь воспламеняется при помощи электрической свечи 11. Продукты не полного сгорания проходят через катализитическую вставку 3 и поступают в теплообменник 8, где часть тепла отдается свежему воздуху. Для интенсификации теплообмена используются поплавочные диафрагмы 5, турбулизирующие поток. Охлажденный синтез-газ через выходной фланец поступает в двигатель.

Пуск генератора осуществляется при соотношении воздуха и топлива, равном 9 ($\alpha = 0,608$), что предотвращает сажеобразование при холодных компонентах и позволяет быстро разогреть реактор. По достижении температуры воздуха $\sim 230^\circ\text{C}$, о чём сигнализирует термопары 4, клапан 12 переключает подачу топлива на испарительную спираль 2, откуда оно после подогрева поступает в эмульсионную форсунку 1. В этом случае расход топлива такой же, как при рабочем режиме, соответствующем отношению воздуха к топливи 5,1 ($\alpha = 0,348$). Генератор прекращает работать при отсечке подачи топлива с последующей продувкой в течение нескольких секунд воздухом для очистки от остаточных газов.

Длина генератора — 250 мм при длине катализитической вставки 150 мм и ее диаметре около 100 мм. Для устранения термических напряжений теплообменный блок снабжен сильфонными проплавками 6. Общая теплоизоляция генератора осуществляется при помощи наружного керамического корпуса 10. В качестве активного компонента катализатора используют никель, обеспечивающий работоспособность при температурах до 900°C . Основные характеристики генератора следующие.

Расход в кг/ч:

| | |
|--|-------|
| воздуха | 20,6 |
| топлива | 4,04 |
| Отношение воздуха к топливи | 5,1 |
| Коэффициент α избытка воздуха | 0,348 |

| | |
|------------------------------------|------|
| Давление в кПа: | |
| в генераторе | 108 |
| на выходе | 105 |
| Температура в $^\circ\text{C}$: | |
| катализатора | 968 |
| синтез-газа | 831 |
| Выход синтез-газа в кг/ч | 24,8 |

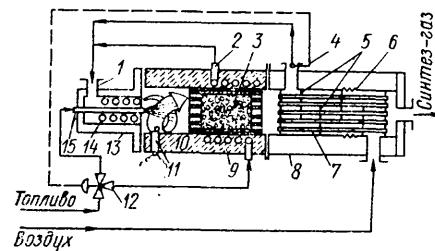
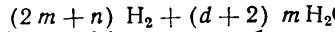
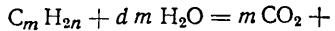


Рис. 1. Схема термокаталитического генератора конверсии бензина

Состав синтез-газа в мольных долях: 0,216 H_2 , 0,236 CO , 0,0103 CH_4 , 0,0009 C_2H_4 , 0,0123 CO_2 , 0,012 H_2O и 0,5125 N_2 . Общий КПД генератора равен 0,785.

Паровая конверсия бензина в идеальном случае описывается общим уравнением



где d — коэффициент избытка воды (количество молей воды, приходящихся на моль углерода). При полном протекании реакции и $d=2$ теоретическое содержание водорода в синтез-газе достигает 75%. В реальных условиях коэффициент избытка воды всегда больше 2 и наряду с основной реакцией протекают побочные реакции образования окиси углерода и метана, поэтому выход водорода обычно не превышает 50—60%.

Состав продуктов паровой конверсии зависит от марки бензина, расхода воды, режима процесса и состава применяемого катализатора (при его наличии). В продуктах конверсии наряду с водородом обычно содержится вода, окись углерода, углекислота, метан и более тяжелые углеводороды. В некоторых случаях при неравновесных зонах протекания реакций может появиться сажа, хотя в целом паровая конверсия значительно менее склонна к сажеобразованию, чем термическая.

В автомобиле паровая конверсия обычно сочетается с воздушной. В этом случае тепло, выделяющееся при экзотермической реакции частичного окисления топлива, используется в эндотермической конверсии с водяным паром, благодаря чему значительно улучшаются энергетические показатели процесса. Вместе с тем впрыск воды способствует повышению выхода водорода и подавлению сажеобразования.

В типичном варианте конструктивного оформления паровоздушной конверсии (рис. 2) вода, топливо и воздух подаются в конверсионный генератор соответственно насосами 2—4, приводимыми

в действие электродвигателем 1. Основная часть компонентов попадает в форкамеру 7 генератора, где происходит предварительное смесеобразование. Окончательная гомогенизация смеси достигается при помощи центробежного потока горячего воздуха, подаваемого через межрубашечную полость реактора 5 в форсунку 6. Состав синтез-газа регулируется дополнительной подачей рабочей смеси в средней зоне реактора и воздуха — на его выходе. Для пуска генератора служит электросвечка 8, выключаемая после стабилизации теплового режима.

Для снижения теплонапряженности процесса используют различные катализаторы на основе никеля или платины. Катализитический блок в виде пористого пакета размещают в реакционном объеме 5, в связи с чем работа генератора возможна как в чисто термокаталитическом режиме, так и в режиме паровоздушной конверсии. В первом случае расход воздуха 58,9 л/м³/ч и топлива 10 кг/ч при температуре процесса 1250°C обеспечивает выход синтез-газа следующего состава (в нм³/ч): 7,85 CO , 7,85 CO_2 , 17,6 H_2 и 47,2 N_2 . Введение в процесс примерно 15 л/ч воды снижает его температуру на 200 — 350°C и одновременно повышает выход водорода до 25,5 нм³/ч.

Эффективность использования конверсионных генераторов на автомобиле определяется типом осуществляемого процесса, степенью конверсии топлива и схемой ее организации. Во всех случаях частичная конверсия топлива улучшает процессы смесеобразования, повышает КПД рабочего процесса и, главное, позволяет двигателю работать на перебогченных смесях (до $\alpha = 2,5 \div 3$), что в совокупности ведет к значительному улучшению экономических и токсических показателей автомобиля, особенно при движении в городе.

Примером может служить организация конверсии топлива на автомобиле Шевроле выпуска 1973 г. с восьмицилиндровым двигателем рабочим объемом 5,75 л. Автомобиль оборудован системами подачи дополнительного воздуха во впускной коллектор, рециркуляции отработавших газов и вентиляции картера. На двигателе установлен двухкамерный карбюратор. Одна из его камер обеспечивает дозирование основной части топливовоздушной смеси, а вторая подает переобогащенную смесь в термокаталитический генератор. Подача смеси через обе камеры регулируется проселевыми заслонками из кабинки. В зависимости от режима движения конвертируется от 5 до 20% бензина. Для устойчивого протекания процесса конверсии воздух и топливо подаются в полисистему генератора под некоторым избыточным давлением. В целях улучшения теплоиспользования в генераторе предусмотрен теплообмен продуктов газификации с поступающими в реактор свежими компонентами. Продукты конверсии подаются из генератора непосредственно на впускной клапан двигателя. Для обеспечения необходимого наполнения цилиндров имеется блок охлаждения синтез-газа.

Испытания модифицированного автомобиля с конверсионным генератором показали существенное улучшение экономичности и снижение выбросов некоторых вредных компонентов как при работе двигателя на установленных режимах, так и при движении автомобиля по ездовому циклу (табл. 1).

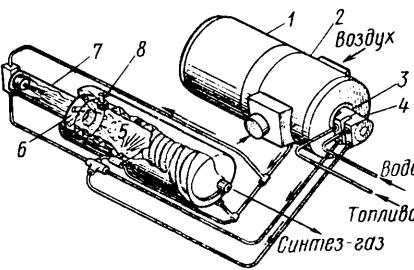


Рис. 2. Генератор паровоздушной конверсии

Таблица 1

| Контролируемые параметры | Автомобиль с двигателем | |
|---|-------------------------|--|
| | серийным | модифицированным (с генератором конверсии) |
| Работа двигателя на стенде на установившихся режимах | | |
| Частота вращения коленчатого вала в мин ⁻¹ | 2000 | 2000 |
| Эффективная мощность в кВт | 29,4 | 29,4 |
| Индикаторный КПД в % | 32,5 | 37,5 |
| Температура отработавших газов в °C | 680 | 550 |
| Удельный выброс в г/кВт: | | |
| NO _x | 5,85 | 0,14 |
| CO | 8,16 | 2,99 |
| CH | 0,41 | 4,49 |
| Работа автомобиля по ездовому циклу CVS-3 | | |
| Удельная экономичность в кДж/(т·км) | 3310 | 2450 |
| Удельные выбросы вредных веществ в г/км: | | |
| NO _x | 1,1 | 0,3 |
| CO | 27,4 | 0,9 |
| CH | 1,4 | 1,6 |

Выбросы CO автомобилем с конверсионным генератором соответствуют требованиям федеральной нормы США 1977 г. (2,1 г/км), эмиссия NO_x уменьшается более чем в 3 раза, однако уровень выбросов CH несколько выше, чем у автомобиля с серийным двигателем. Увеличение выбросов CH связано с ухудшением сгорания при работе двигателя на переобедненных смесях.

Чтобы получить удовлетворительные токсические показатели по всем компонентам отработавших газов, рекомендуется в выпускном тракте двигателя устанавливать каталитические нейтрализаторы-дожигатели. В этом случае эмиссия CH и CO резко снижается, а выбросы NO_x имеют тенденцию к еще большему

Таблица 2

| Показатели | Серийный автомобиль без нейтрализатора | Модифицированный автомобиль с генератором конверсии | |
|--|--|---|-------------------|
| | | без нейтрализатора | с нейтрализатором |
| Удельные выбросы вредных веществ в г/км: | | | |
| NO _x | 1,09 | 0,19 | 0,17 |
| CO | 27,27 | 1,38 | 0,04 |
| CH | 1,42 | 1,93 | 0,28 |
| Топливная экономичность в МДж/км | 8,42 | 5,78 | 5,78 |

уменьшению, что подтверждается результатами испытаний автомобиля по циклу FDC (табл. 2).

Удельный расход топлива при установке нейтрализатора практически не изменяется.

При движении автомобиля со скоростью 88 км/ч конверсия топлива снижает удельный расход энергии с 1334 до 1227 кДж/(т·км), а при езде по циклу CVS-3 — с 3310 до 2450 кДж/(т·км). В целом результаты стендовых и дорожных испытаний показали улучшение экономических показателей автомобиля при частичной конверсии топлива на 8—30%.

Пуск двигателя модифицированного автомобиля как при низких, так и при высоких температурах окружающей среды не вызывает проблем. На горизонтальных участках дороги двигатель работает без «провалов». Слабые колебания развиваемого момента наблюдаются лишь с переходом от полной нагрузки к частичным. Максимальная мощность двигателя при работе на продуктах конверсии снижается, что связано с применением более бедных рабочих смесей. Поэтому разница от 0 до 104 км/ч для модифицированного автомобиля составляет 25,2 с вместо 16,2 с — для серийного.

При глубокой конверсии топлива высокая реакционная способность водорода, содержащегося в синтез-газе, может привести к обратным проскакам пламени во впускной патрубок, преждевременному воспламенению и жесткому сгоранию. В целях предотвращения подобных явлений целесообразно уменьшить зазор между электродами свечей, применять холодные свечи, улучшать охлаждение клапанов и головки блока цилиндров и т. д.

Основной проблемой, затрудняющей практическое использование конверсионных генераторов на автомобиле, является низкий ресурс работы катализаторов. Это обуславливается главным образом постепенным «отравлением» катализатора сернистыми соединениями, содержащимися в бензинах, и его зауглероживанием, в результате чего выход водорода резко падает уже после 80—100 ч работы генератора. При обеспечении же достаточной долговечности и надежности работы конверсионные генераторы смогут найти широкое применение в качестве эффективного средства для улучшения экономических и токсических показателей автомобильных двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент США № 3906813, кл. 02B13/08.
2. Патент США № 3635200, кл. 02B43/08.
3. Патент США № 3855980, кл. 02B43/08.
4. Cagliostro D. E., Winkler E. L., Parker G. A. Methanator fuel conversion. — Atmospheric Environment, 1975, vol. 9, № 2, pp. 239—252.
5. Hoseman J., Cerini W. E. On-board generator supplies hydrogen for i-c engine. — Automotive Engineering, 1974, № 8, pp. 42—50.
6. Stocly J. F., Domdy M. W., Vanderbrug T. G. An examination of the performance of spark ignition engines using hydrogen-supplemented fuels. SAE Pap. № 750027, 1975, pp. 1—13.

Канд. техн. наук Ф. В. СМАЛЬ

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридасов, А. Д. Конев и А. Е. Плетнев. Колебания автомобиля. Испытания и исследования. Под. ред. Я. М. Певзнера. М.: Машиностроение, 1979.

РАЗВИТИЕ систем подпрессоривания автомобилей связано с разработкой новых методов экспериментальных исследований. В последние годы методы испытаний автомобилей существенно усложнились, а требования, предъявляемые к результатам испытаний, возросли. В частности, большое значение приобрели испытания автомобилей, при которых решаются задачи оценки, идентификации и оптимизации системы подвески. Рецензируемая книга охватывает широкий круг вопросов, связанных именно с этими задачами, и содержит материалы, необходимые конструктору и исследователю.

В соответствии с основными задачами испытаний книга состоит из двух частей: первая часть посвящена лабораторным, вторая дорожным испытаниям систем подвески двухосных автомобилей.

В первой части авторы рассматривают методы получения статических характеристики подвески, анализируют экспериментальные характеристики и параметры колебательной системы. В связи с тем, что основную роль в оценке качества и эффективности системы подпрессоривания играют динамические характеристики, которые могут быть получены в результате ла-

бораторных испытаний, особенно большой интерес представляет глава, в которой рассмотрены частотные характеристики подвески, полученные на основе двухмассовой линейной модели. Тем более, что здесь приведены исследования и дана оценка комплекса частотных характеристик, представлены типичные амплитудно-частотные характеристики подвески легковых автомобилей, рассмотрено влияние параметров подвески на характер протекания этих характеристик, проанализированы возможные ошибки при их определении, приведены также результаты и методы испытаний на единичные и случайные воздействия, описаны новые и оригинальные стенды, современная измерительная и регистрирующая аппаратура, а также устройства, предназначенные для обработки опытных данных. В первой части книги впервые подробно изложены методы получения экспериментальных амплитудно-частотных характеристик и разработаны важные рекомендации.

Вторая часть книги посвящена дорожным испытаниям. Авторы обобщили и систематизировали методики и результаты дорожных испытаний системы подвески двухосных автомобилей. Практический интерес и новизну представляют материалы, посвященные методике статистического анализа колебаний и оценке плавности хода. Эти материалы отражают современный уровень и задачи дорожных испытаний автомобилей на плавность хода.

Широкое использование методов статистической динамики, выгодно отличающее рецензируемую книгу от ранее опубликованных монографий, позволило авторам провести сравнение показателей плавности хода, оценить эффективность и пути усовершенствования системы подрессоривания автомобилей. Большое внимание уделено исследованию вторичного подрессоривания и стабильности контакта колеса с дорогой. Рассмотрены методики измерений вертикальных реакций на колесах автомобиля во время дорожных испытаний.

Достоинством книги являются глубокая проработка материала и новизна многих данных, отражающих вопросы лабораторно-дорожных испытаний подвески автомобилей. К недостаткам можно отнести отсутствие обобщенных данных о па-

раметрах и характеристиках систем подвесок современных автомобилей. Не нашли в полной мере отражения особенности испытаний новых систем подвески с нелинейными и регулируемыми элементами. Сведения о влиянии параметров сидений на частотные характеристики даны очень скжато.

В целом книга представляет большой интерес для инженерно-технических работников автомобильной промышленности, научных сотрудников, занимающихся вопросами подрессоривания транспортных средств, а также для преподавателей и студентов машиностроительных вузов.

Д-р техн. наук В. И. КРАСНЕНЬКОВ,
канд. техн. наук В. А. ГАЛАШИН

УДК 621.43.038.772:629.113

Эффективность различных систем очистки топлива на автомобилях с карбюраторными двигателями. Григорьев М. А., Каримходжаев Н. — Автомобильная промышленность, 1980, № 11.

Приведены результаты эксплуатационных испытаний различных систем очистки топлива автомобилей с карбюраторными двигателями и методы расчетов по определению оптимального варианта из испытанных систем. Установлено, что оптимальной является система с бумажным фильтрующим элементом с номинальной толщиной отсева $\delta_n = 32$ мкм и средней $\delta_{ср} = 9,5$ мкм. Рис. 2. Табл. 3. Библ. 2.

УДК 621.43.004.58

Практическая возможность технического диагностирования двигателей. Макаров В. В. — Автомобильная промышленность, 1980, № 11. Приведена методика определения величины зазоров в основных кинематических парах и приборная реализация этой методики. Рис. 3. Табл. 1. Библ. 5.

УДК 629.113.011.512

К вопросу исследования напряженно-деформированного состояния кузовов автобусов. Бочаров Н. Ф., Зузов В. Н., Воронцов Н. И., Беляков Н. И., Петушкин В. А. — Автомобильная промышленность, 1980, № 11.

НОВЫЕ КНИГИ ПО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЮ,

ВЫПУЩЕННЫЕ ИЗДАТЕЛЬСТВОМ «МАШИНОСТРОЕНИЕ» В I КВАРТАЛЕ 1980 г.

Аксенов П. В. **Многоосные автомобили: теория общих конструктивных решений**. М., 1980. 208 с., ил. 80 к. 11 000 экз.

Классификация многоосных автомобилей. Закономерности динамики и статики. Количественная и качественная характеристики связей между подсистемой общих конструктивных решений и элементами подсистемы эксплуатационных свойств, определяемых грузоподъемностью, колебаниями, нагруженностью ходовой части и трансмиссии, устойчивостью, управляемостью и проходимостью. Описание нестандартного оборудования и приборов, используемых при испытаниях.

Для инженерно-технических работников, занимающихся конструированием, исследованием и испытаниями автомобилей.

Бекман В. В. **Гоночные автомобили**. 3-е изд., перераб. и доп. Л., 1980. 320 с., ил. В пер.: 1 р. 50 к. 15 000 экз.

Классификация гоночных автомобилей, условия эксплуатации. Анализ конструкций гоночных автомобильных двигателей, их деталей и механизмов. Принципы компоновки гоночных автомобилей. Устройство механизмов трансмиссии, ходовых частей, вспомогательного оборудования, кузовов. Вопросы улучшения эксплуатационных качеств гоночных автомобилей.

Для инженеров-конструкторов, а также для широкого круга читателей, интересующихся вопросами устройства и эксплуатации гоночных автомобилей.

Каталог деталей автомобиля «Волга» моделей ГАЗ-24, ГАЗ-24-02 и ГАЗ-24-03/Горьк. автомоб. з-д. М., 1980. 208 с., ил. 2 р. 160 000 экз.

Техническая характеристика, развернутые спецификации и иллюстрации узлов и деталей, сгруппированных по конструктивному и функциональному признакам.

Для работников предприятий, занимающихся эксплуатацией и ремонтом автомобилей, индивидуальных владельцев, а также специалистов снабженческих, сбытовых и торговых организаций.

Технический редактор Е. П. Смирнова

Сдано в набор 05.09.80.

Формат 60×90 $\frac{1}{4}$.

Тираж 14 324 экз.

Подписано в печать 03.11.80.

Печать высокая.

Усл. печ. л. 5,0.

T-18739

Уч.-изд. л. 8,75

Заказ 513

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли
г. Подольск, ул. Кирова, 25

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

ГЕРМЕТИЗИРУЮЩЕЕ ЭЛАСТИЧНОЕ УПЛОТНЕНИЕ

Предлагается лицензия на эффективную конструкцию эластичного уплотнения, предназначенного для герметизации кабин, дверей, створок, люков и т. п. изделий машиностроительной и авиационной техники.

Эффективность предлагаемой конструкции эластичного уплотнения обеспечивается:

- высокой восстанавливаемостью уплотнения после длительного воздействия высоких температур;
- повышенным ресурсом работы при высоких температурах, в 5—10 раз превышающим ресурс известных уплотнений, выполненных из самой теплостойкой резины;
- высокой герметичностью, эластичностью, деформируемостью;
- повышенным уровнем надежности конструкции (наличие специального ограничителя деформации исключает возможность поломки металлического каркаса);
- снижением удельных нагрузок на элементы каркаса.

Техническая характеристика

| | |
|--|-------------|
| Ресурс работы при 300°C в ч | 400 и более |
| Интервал температур герметизации в °C | -60÷+300 |
| Накопление остаточной деформации в % при 300°C в течение: | |
| 200 ч | 52 |
| 400 ч | 58 |
| Деформация сжатия при 300°C в % | До 30 |
| Жесткость уплотнения при 30%-ном сжатии в Н/мм | 2—5 |

Конструкция герметизирующего уплотнения предлагается как «ноу-хай»

*По всем вопросам приобретения лицензии обращайтесь во В/О
«Лицензинторг» по адресу:
113461 Москва, ул. Каховка, 31. Телекс: 7246
Телефон: 122-02-54.*



УСЛУГИ СБЕРЕГАТЕЛЬНЫХ КАСС

Миллионы трудящихся пользуются услугами сберегательных касс, которые представляют им возможность надежно, выгодно и удобно хранить свои сбережения и совершать расчетно-денежные операции.

Сберегательные кассы:

- принимают наличные деньги во вклады и выдают их по первому требованию вкладчиков. Получить вклад можно не только в сберегательной кассе, где Вы состоите вкладчиком, но и в центральной сберегательной кассе данного города или района, а пополнить его в любой сберкассе страны;
- производят зачисления на счета по вкладам сумм из причитающихся трудящимся денежных доходов;
- переводят вклады из одних сберегательных касс в другие;
- выдают и оплачивают аккредитивы;
- продают и покупают облигации Государственного 3 %-ного внутреннего выигрышного займа;
- выплачивают выигрыши по облигациям государственных займов и лотерейным билетам;
- выдают расчетные чеки для расчетов населения с магазинами за приобретаемые промышленные товары стоимостью 200 руб. и более;
- производят по поручениям вкладчиков безналичные расчеты за квартиру, коммунальные услуги и по другим платежам как в разовом порядке, так и в течение продолжительного времени.

Сберегательные кассы к Вашим услугам!

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР